

FILIERES DE CONVERSION D'ENERGIE

PARTIE 1

FILIERES DE PRODUCTION DE FROID ET DE REVALORISATION DE LA CHALEUR

(Y COMPRIS COMPRESSEURS VOLUMETRIQUES)

Prof. D. Favrat

2006

EPFL – LABORATOIRE D'ENERGETIQUE INDUSTRIELLE



INTRODUCTION

En cette fin de siècle, nous sommes graduellement amenés à prendre conscience des limites de notre planète, tant en ce qui concerne ses ressources naturelles, que dans sa capacité d'absorption de nos rejets. Sur le plan régional, les problèmes liés à la pollution de l'air dans les zones de transit ou à population très dense et les difficultés d'acceptation de grands projets en matière de production d'énergie ou de stockage de déchets deviennent de plus en plus aigus. D'autres problèmes d'envergure beaucoup plus importante, liés à l'atteinte à la couche d'ozone atmosphérique, au réchauffement global de la planète (encore hypothétique), ou à la modification de l'albedo par accroissement des particules en suspension dans l'atmosphère, sont autant d'incitations à une approche à plus long terme visant à "avoir plus (d'énergie utile) pour nos rejets". Or les besoins de chauffage domestique et industriel représentent toujours la majeure partie de l'énergie primaire consommée dans la plupart des pays industrialisés et notamment en Europe. Dans ce cadre-là, il est bon de rappeler que les pompes à chaleur appliquées à des fins de chauffage (thermopompes) représentent la seule voie technologique qui nous permette d'obtenir plus d'énergie utile que nous n'en consommons sous forme primaire (fig. 1 et 2). Ces figures mettent particulièrement en évidence les avantages potentiels d'un mode de chauffage, dit thermodynamique, en vertu duquel une centrale chaleur-force fournit d'une part sa chaleur résiduelle à un réseau de chauffage à distance, et d'autre part alimente en électricité des pompes à chaleur décentralisées (réf.1).

Le même objectif de base, à savoir de "pomper" de l'énergie chaleur d'un niveau de température inférieur à un niveau de température supérieur caractérise les domaines de la réfrigération, de la climatisation et de la cryogénie qui représentent néanmoins une part croissante de la consommation d'énergie.

L'objectif de ce cours est essentiellement de familiariser l'étudiant avec les équipements et les méthodes de conception de systèmes appliquant des pompes à chaleur au sens large du terme (cycles générateurs) et de mettre en évidence les nombreuses possibilités d'expansion de ces techniques.

HISTORIQUE

Si, dans son histoire, l'homme a su relativement tôt dominer le feu et son utilisation, la maîtrise des températures sous-atmosphériques, et par conséquent des pompes à chaleur, a été beaucoup plus tardive. Jusqu'au 19^{ème} siècle, le froid n'était obtenu que par stockage, dans des grottes, de neige ou de glace recueillie en hiver. Cette méthode était encore couramment appliquée au début de ce siècle dans notre pays.

Ce sont les ingénieurs spécialistes des machines à vapeur qui sont à l'origine des cycles frigorifiques à compression que nous connaissons. La première réalisation d'un tel cycle est

attribuée à Perkins en 1833 (fig.3) avec une machine utilisant l'éther éthylique comme fluide de travail. Mais l'idée était dans l'air depuis le début du siècle, partiellement décrite par Evans en 1805 pour la machine à éther et par Trevithick qui, en 1828, écrivait qu'on pouvait produire du froid en comprimant de l'air dans un cylindre entouré d'eau, puis en le détendant brusquement.

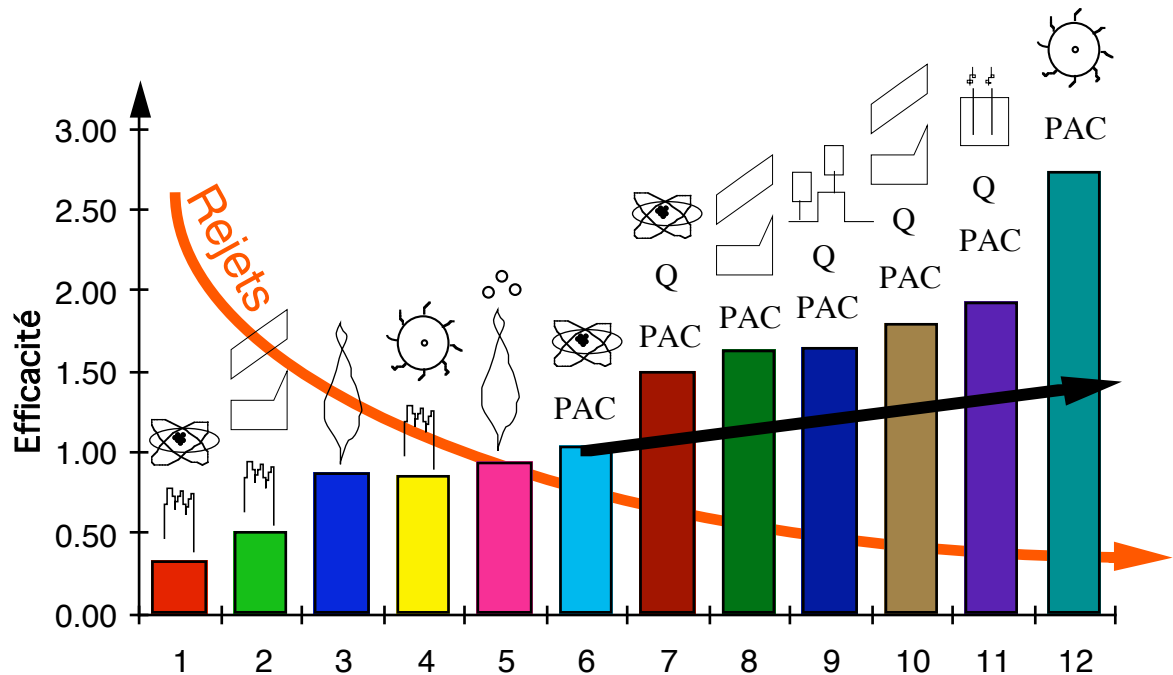


Figure 1 Efficacités de chauffage relatives à différentes technologies (rapport moyen exprimé en % entre l'énergie de chauffage et l'énergie brute consommée obtenu par l'intermédiaire de différentes technologies ou combinaisons de technologies.(voir données du tableau 1, pertes en lignes électriques entre la centrale et la pompe à chaleur de 2%, pertes thermiques saisonnières de 10%, combustible de référence = gaz naturel)

1. Chauffage électrique direct + électricité nucléaire sans cogénération
2. Chauffage électrique direct + électricité de centrales combinées sans cogénération
3. Chaudière sans condensation
4. Chauffage électrique direct + électricité hydraulique
5. Chaudière à condensation
6. Pompe à chaleur + électricité nucléaire sans cogénération
7. Pompe à chaleur + électricité nucléaire avec cogénération
8. Pompe à chaleur + électricité de centrale combinée sans cogénération
9. Pompe à chaleur + moteur thermique à gaz
10. Pompe à chaleur + électricité de centrale combinée avec cogénération
11. Pompe à chaleur + électricité de pile à combustible avec cogénération
12. Pompe à chaleur + électricité hydraulique

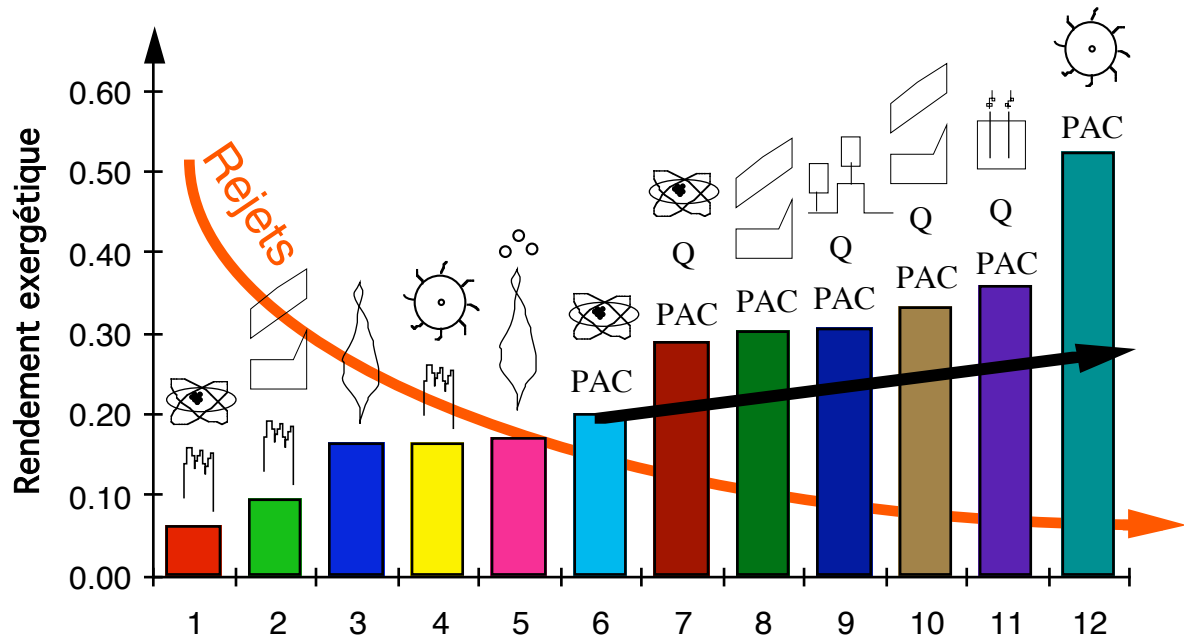


Figure 2 Rendements exergetiques correspondants aux cas de la figure 1

	$\epsilon_{\text{él}}$	ϵ_{th}	ϵ_{pac}	ϵ_{PCI}^1	T_{chauff}	ϵ_{pac}	η_{pac}	η_{centr}	η_{tot}
1	0.33	0.00		0.32	65			0.330	0.06
2	0.52	0.00		0.51	65			0.502	0.09
3	0.00	0.87		0.87	65				0.16
4	0.87	0.00		0.85	65			0.87	0.16
5	0.00	0.94		0.94	65				0.17
6	0.33	0.00	3.2	1.03	65	3.2	0.61	0.330	0.20
7	0.29	0.60	3.2	1.50	65	3.2	0.61	0.403	0.29
8	0.52	0.00	3.2	1.63	65	3.2	0.61	0.502	0.30
9	0.34	0.56	3.2	1.65	65	3.2	0.65	0.433	0.31
10	0.45	0.38	3.2	1.79	65	3.2	0.61	0.505	0.33
11	0.47	0.43	3.2	1.92	65	3.2	0.61	0.531	0.36
12	0.87	0.00	3.2	2.73	65	3.2	0.61	0.870	0.52

 Tableau 1 Données relatives aux figures 1 et 2 (la température de chauffage est une température moyenne du réseau local de chauffage²)

¹ Pour les systèmes n'utilisant pas de ressources fossiles, cette colonne indique uniquement l'efficacité électrique compte tenu des pertes en ligne

² l'efficacité de chaudière à condensation a été artificiellement accrue étant donné qu'il n'y pas de condensation des gaz à la température de chauffage spécifiquement choisie dans ce cas. En réalité, les chaudières à condensation sont essentiellement utilisées avec des réseaux à basse température mais il n'est pas aisé de représenter sur le même diagramme les efficacités et rendements exergetiques de systèmes de chauffage ayant des prestations à des niveaux de température différents.

Les machines à compression ne seront cependant produites industriellement qu'à partir de 1857 en Angleterre et en Australie.

La machine frigorifique à absorption est inventée en 1859 par Carré qui utilise pour la première fois de l'ammoniac comme fluide frigorigène. Sa construction au niveau industriel est rapide dans plusieurs pays et, malgré le fait que sa conception et son fonctionnement soient sensiblement plus complexes, elle domine le marché dans la deuxième partie du 19ème siècle.

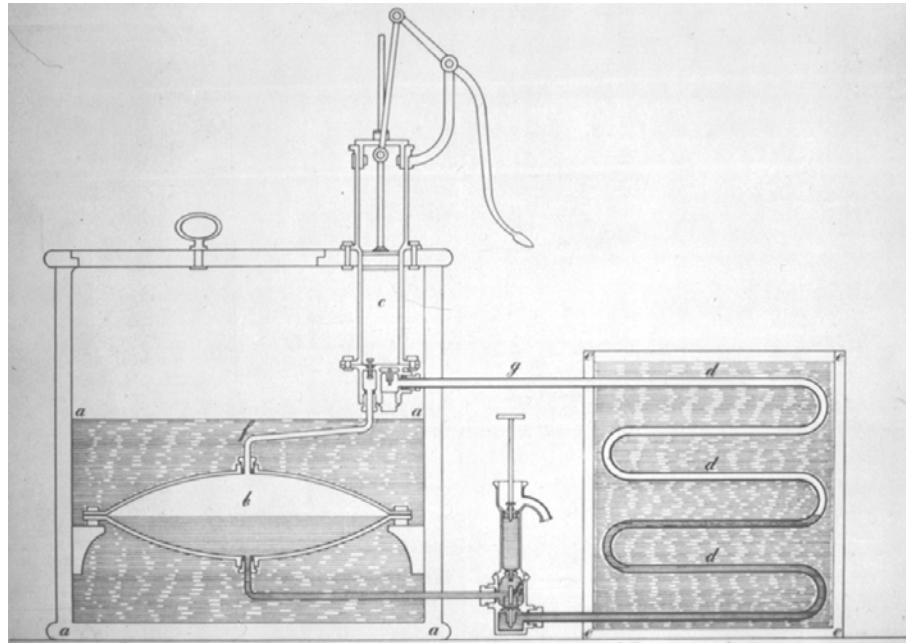


Figure 3 Machine frigorifique de Perkins (Apparatus for Producing Ice and Cooling Fluids, 1834)

Pour les machines à compression, divers réfrigérants sont substitués au dangereux éther, parmi lesquels le CO_2 en 1866, l'ammoniac lancé industriellement par l'allemand Linde en 1876, le SO_2 en 1874 par le suisse Pictet ou le chlorure de méthyle du français Vincent en 1878.

A la fin du siècle, les machines à compression commencent à supplanter les machines à absorption, situation qui s'est maintenue jusqu'à aujourd'hui. La machine à absorption a connu un regain d'intérêt entre les deux guerres et encore aujourd'hui lorsqu'on parle de revalorisation des rejets thermiques notamment.

La machine à cycle à air de type Brayton inversé (réf.2b) a un développement industriel plus tardif coïncidant avec la fin du siècle. Elle se caractérise généralement par un encombrement important et un rendement médiocre. Cette technique est surtout utilisée sur les bateaux pour des raisons de sécurité mais est rapidement supplantée par les cycles à compression à CO_2 à meilleur rendement. Elle n'est plus guère utilisée que pour les installations de climatisation d'avion où on utilise de petites turbines à air tournant à très grande vitesse sur paliers à air (plusieurs centaines de milliers de tours par minute).

Les compresseurs sont initialement à pistons, tout d'abord monocylindriques horizontaux et lents, puis à multi-cylindres verticaux de plus en plus rapides. Certains compresseurs rotatifs

volumétriques et les compresseurs centrifuges apparaissent vers 1920, le compresseur à vis en 1960 et le compresseur scroll au début des années 1980.

Les fluides frigorigènes de type chlorofluorocarbones (CFC) n'apparaissent qu'à partir de 1930.

Il est intéressant de relever que le développement des machines frigorigènes se fait dans une situation de forte croissance des besoins de froid correspondant avec le développement des pays industrialisés. Bien que les machines frigorigènes s'attaquent au marché de la glace naturelle, la consommation de cette même glace naturelle ne fait qu'augmenter jusqu'en 1915, date à laquelle la consommation de glace "artificielle" rattrape la consommation de glace naturelle aux Etats-Unis par exemple.

Les principales applications du froid "artificiel" jusqu'en 1900 étaient le transport de la viande avec, en particulier, le dynamisme du français Tellier qui équipe des bateaux à partir de 1868, la fabrication de la bière en brasserie, et la préparation de glace.

Les techniques de froid artificiel ont également stimulé la course aux basses températures avec la liquéfaction de l'oxygène (1877), de l'hydrogène (1898), de l'hélium (1908). L'effet magnéto-calorique dans des sels de gadolinium, découvert par Debye (1926), ouvre également l'accès aux températures proches du zéro absolu à l'aide de pompes à chaleur magnétiques.

Importance du froid

Le champ des températures à garantir avec les installations de froid est très large avec des températures d'évaporation variant de -5 à $+10^{\circ}\text{C}$ en climatisation et descendant jusqu'à -70°C en réfrigération. Au-dessous de cette température, on parle d'installations cryogéniques qui impliquent, en général, des gaz liquéfiés.

Le nombre d'applications du froid n'a fait qu'augmenter et cette tendance continue.

La *conservation des aliments dans l'alimentation* est naturellement l'application principale tant au niveau du conditionnement et du stockage que de la distribution. A l'heure de la "fast food" et des fours à micro-ondes, la croissance du marché de la réfrigération a été constante au cours des dernières années dans les pays industrialisés. Inutile de préciser que la réfrigération joue un rôle peut-être encore plus important dans les pays du tiers monde. Dans ce secteur et pour un nombre limité de produits, la réfrigération pourrait être concurrencée par l'irradiation qui est une nouvelle technique, encore souvent contestée, d'élimination des micro-organismes. Les centres d'irradiation impliquent cependant une technique centralisée nécessitant malgré tout un transport important au cours duquel la réfrigération est toujours appelée à jouer son rôle.

Comme beaucoup de pas technologiques, il semblerait que la technique de congélation ait été découverte plus par accident que par intuition, la charge d'un bateau ayant été congelée par erreur et ultérieurement vérifiée comme tout-à-fait consommable. Les progrès récents ont surtout visé à refroidir rapidement les produits de façon à éviter la croissance des cristaux microscopiques à l'intérieur. Parmi les techniques employées, on peut citer:

- les jets d'air froid avec convection activée par la vitesse élevée,

- l'immersion dans des bains de liquides à basse température ou
- le refroidissement cryogénique par spray d'azote ou de CO₂ liquide directement dans la chambre froide.

Pour les produits non congelés, un pré-refroidissement rapide est souvent appliqué. Une technique de sous-refroidissement consiste à tirer le vide dans une enceinte par laquelle transitent les produits à conserver. L'évaporation de l'humidité (sur les feuilles de légumes par exemple) produit alors le brusque refroidissement.

La durée de vie de la plupart des produits est une fonction de température de stockage et, dans certains cas, peut être améliorée en contrôlant ou en modifiant la composition de l'air de stockage.

Les techniques de transformation et de conditionnement des produits alimentaires font également souvent appel au froid, pour éliminer la chaleur de réaction exothermique en cours de fermentation par exemple, ou pour conditionner un produit par changement brusque de température (lyophilisation) ou encore pour concentrer un produit (ex: jus de fruits).

La climatisation et le traitement de l'air, que ce soit pour des raisons de confort ou pour garantir des conditions industrielles adéquates, représentent un marché encore plus grand que la réfrigération alimentaire. En général, ce genre d'application implique non seulement un contrôle de la température mais également d'humidité et l'élimination des contaminants. A titre d'exemples, on peut citer:

- Les imprimeries pour garantir les caractéristiques du papier et des couleurs,
- Les ateliers textiles dans le but de maintenir la qualité mécanique des fibres et réduire l'électricité statique.
- La fabrication du matériel photographique ou électronique.
- Les ateliers mécaniques pour garantir la précision d'usinage, etc.

La médecine (banque d'organes, refroidissement des éléments supraconducteurs de scanners à résonance magnétique, etc.)

Le génie civil pour l'affermissement des rives, des lits de rivière ou des fouilles en cours d'élaboration d'ouvrages, le refroidissement du béton en cours de séchage (réaction exothermique) ou même le maintien de structures de soutien (support de pipeline sur sol avec pergélisol en Alaska), etc.

La **science et l'électricité** (supraconductivité, chambre à bulle du CERN, etc.)

Le **sport** (patinoire, neige artificielle, etc.)

La mécanique et la métallurgie:

- assemblage de pièces en jouant sur la modification dimensionnelle relative des différentes pièces à assembler (frettage).
- ébarbage, broyage, recyclage en jouant sur la fragilisation des métaux en particulier.
- La fixation de plaques à usiner, etc.

On peut dégager quatre grandes filières technologiques de pompe à chaleur (pac) qui sont:

- les pac à compression de gaz ou de vapeur.
- les pac chimiques à absorption ou à hydrures métalliques.
- les pac magnétiques (pseudo-Stirling, pseudo-Brayton, etc.)
- les pac thermoélectriques (effet Peltier, etc.).

FILIERES TECHNOLOGIQUES DE POMPES A CHALEUR

Cycles à compression

Les cycles à compression et magnétiques peuvent être représentés schématiquement à l'aide de diagrammes température-entropie (fig.4). Nous savons que l'efficacité des cycles de pac est d'autant meilleure que l'intervalle de température entre les sources est faible. L'efficacité des cycles réels est également fortement influencée par le rendement des machines (compresseur ou turbine s'il y a lieu) et par le pincement des échangeurs. En règle générale, et à cause de ces facteurs, le cycle sera d'autant plus efficace que sa surface dans le diagramme T-s sera grande et étalée selon l'échelle entropique et que les coefficients de transfert de chaleur seront élevés. Le cycle théorique de référence le plus connu est le cycle de Carnot (2 isothermes et 2 isentropes). La figure 4a permet immédiatement de constater que le cycle de Carnot, comparé aux autres cycles, ne présente pas d'intérêt pour un gaz sans changement de phase. Par contre, l'utilisation d'un fluide présentant un changement de phase dans les gammes de pression et de température voulues, comme l'eau à moyenne température ou les fluorocarbones et l'ammoniac à basse température, permet d'approcher un cycle de Carnot à surface raisonnable. Les performances de ce type de cycle, modifié en pratique en une forme de cycle dite de Rankine, sont d'autant meilleures que les coefficients de transfert de chaleur sont nettement plus favorables en présence de changement de phase qu'en phase gazeuse uniquement. Ces raisons expliquent pour une grande part la large prédominance de tels systèmes aujourd'hui. Ces cycles sont particulièrement bien adaptés aux applications traditionnelles de réfrigération où les températures des sources froide (chambre frigorifique) et chaude (atmosphère) sont relativement constantes.

Toutefois, si les sources à refroidir ou à réchauffer présentent un gradient de température important comme dans le cas de chauffage d'eau sanitaire par exemple, il est souhaitable de limiter le pincement moyen dans les échangeurs en utilisant un mélange de fluides présentant, en cours de changement de phase, un gradient de température du même ordre. Les mélanges non azéotropes de différents réfrigérants permettent d'approcher de tels cycles, dits de Lorenz (fig4b), qui conduisent théoriquement à de meilleures efficacités qu'un cycle simple approchant le cycle de Carnot dans les mêmes conditions. Les cycles de Lorenz offrent également l'avantage de permettre de jouer sur l'introduction d'échanges de chaleur internes pour améliorer l'efficacité et diminuer le rapport de pression. La confirmation expérimentale de l'augmentation d'efficacité de ce type de cycle, essentiellement réalisée à l'aide de mélanges de CFC ou HCFC (voir chapitre réfrigérants), n'est encore que très partiellement établie. Une des difficultés rencontrées est l'augmentation, par rapport au fluide simple, de la résistance au transfert de chaleur en présence de mélanges qui conduit à des surfaces d'échanges plus importantes.

Parmi les autres cycles à compression, nous avons les cycles à gaz de type Brayton (2 isobares, 2 isentropes), Stirling (2 isochores, 2 isothermes) ou d'Ericsson (2 isobares, 2 isothermes), utilisant comme fluide de travail de l'air ou un gaz léger (H_2 , He). Ces cycles permettent un transfert de chaleur interne (régénération ou récupération) avec, pour Stirling et Ericsson, un potentiel d'efficacité semblable au cycle de Carnot. Cependant, en raison de la faible capacité thermique et des caractéristiques défavorables de transfert de chaleur

caractérisant les gaz, ces cycles sont, en règle générale, mieux adaptés à des pompes à chaleur à larges différences de température entre les sources pour lesquelles l'importance relative du pincement des échangeurs est alors moindre.

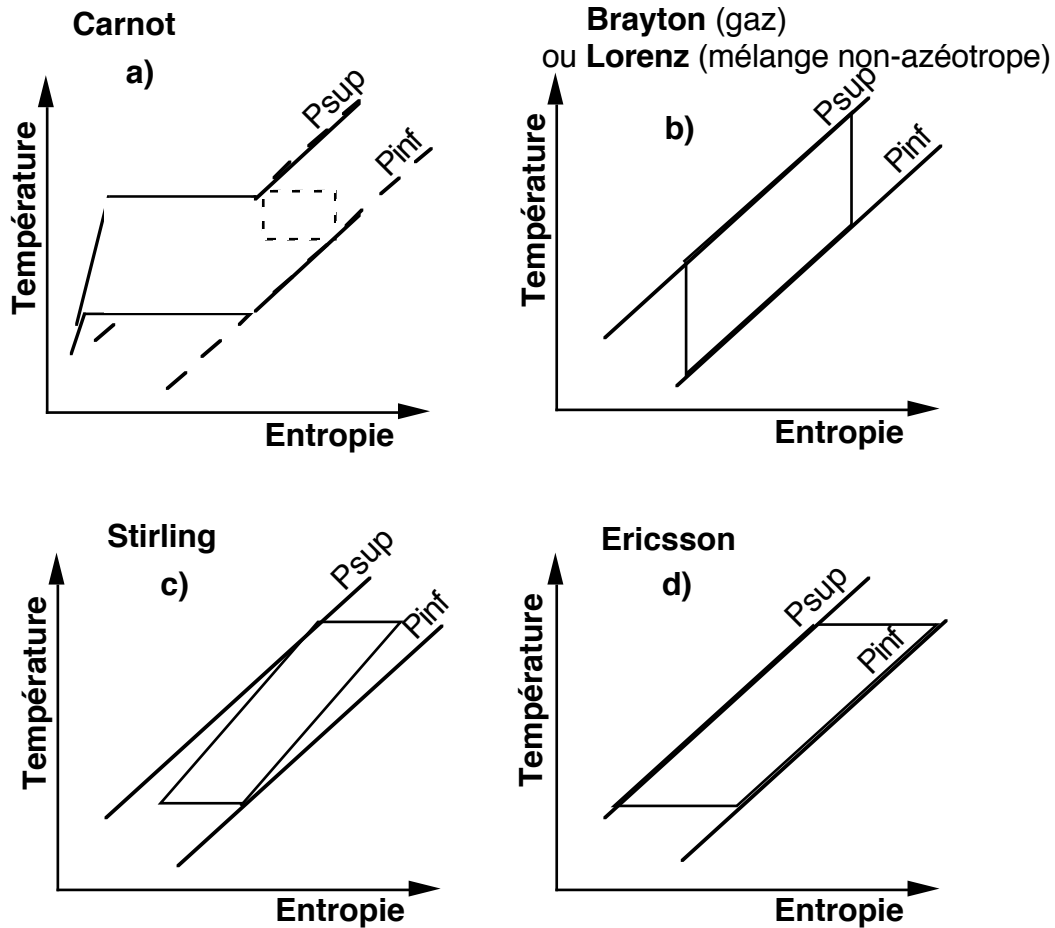


Figure 4: Représentation schématique des principaux cycles de pompe à chaleur à compression

En pratique, les cycles de Brayton ont une efficacité relativement faible et ne sont encore communément appliqués que pour des usages particuliers comme en cryogénie ou pour la climatisation des avions par exemple.

La question est différente pour les cycles Stirling (fig.5) qui ont une efficacité théorique supérieure et qui pourraient être, avec les pompes à chaleur magnétiques, les plus grands bénéficiaires de l'évolution technologique dans le domaine des matériaux notamment. La réalisation de pistons en céramique à faible inertie et haute stabilité dimensionnelle, l'amélioration des garnitures d'étanchéité en polymère ainsi que la conception de régénérateur à haute performance devraient favoriser leur développement. Plusieurs concepts à piston libre très compacts destinés à fonctionner en pompe à chaleur à entraînement thermique sont notamment à l'étude. Une efficacité de cycle de pompe à chaleur de l'ordre de 46 % de l'efficacité équivalente de Carnot a été obtenue avec un prototype de laboratoire travaillant entre -3 et 47°C, confirmant ainsi le potentiel de cette filière technologique (réf.4).

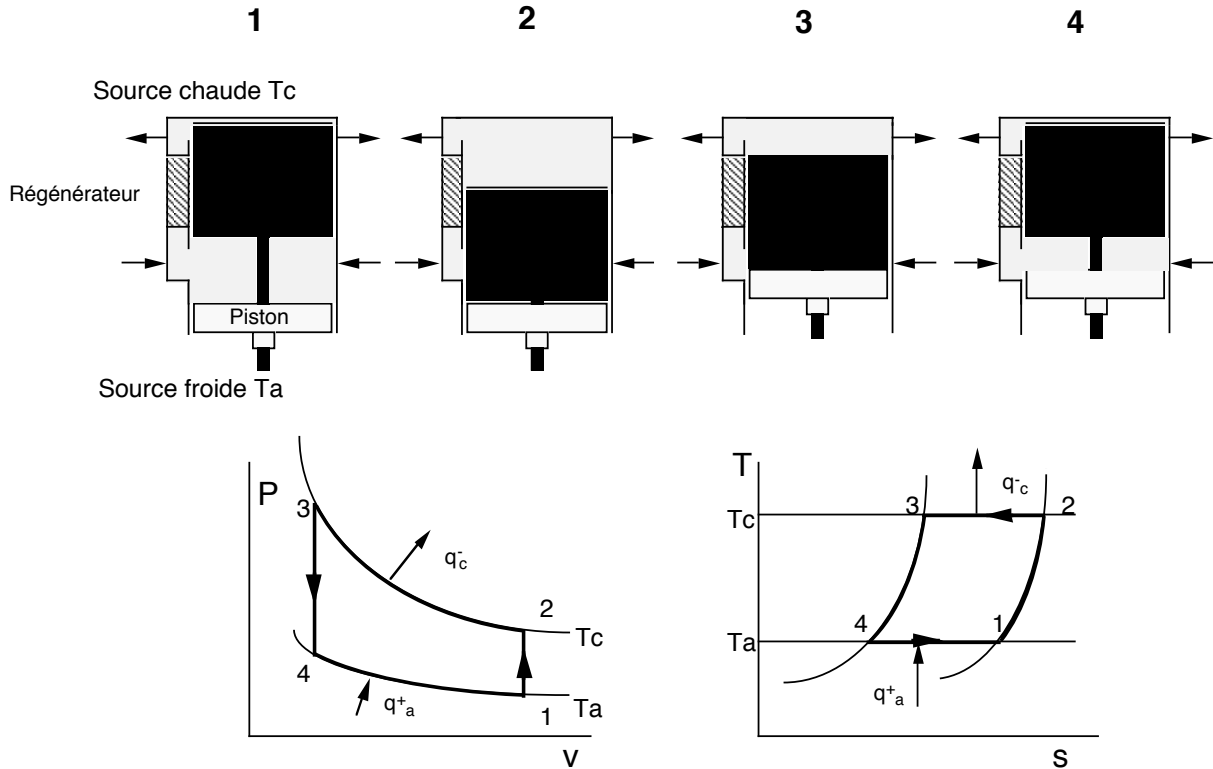


Figure 5 Exemple de composants et fonctionnement d'un cycle Stirling (1-2: échauffement isochore, 2-3: Compression isotherme, 3-4: Réfrigération isochore, 4-1: détente isotherme)

Cycles magnétiques

L'exploitation de l'effet magnéto-calorique de substances magnétiques n'est pas nouveau mais a été essentiellement appliqué au domaine des températures avoisinant le zéro absolu. La découverte de nouvelles céramiques supraconductrices à températures critiques plus élevées avec le potentiel de développement de nouveaux électro-aimants à supraconducteurs ouvre de nouvelles perspectives à cette filière.

Le principe des pompes à chaleur magnétiques consiste à soumettre, cycliquement et à un champ magnétique élevé un matériau ferromagnétique à température proche d'un point de transition qui lui est propre et appelé point de Curie. En cours de magnétisation, les magnétons s'orientent avec les lignes du champ externe en provoquant un réchauffement du matériau, et en cours de démagnétisation, les magnétons perdent leur orientation en provoquant un refroidissement du matériau de travail. Si le matériau peut communiquer cette énergie thermique à une source externe avant la phase de démagnétisation on obtient un refroidissement, dit de désaimantation adiabatique, qui peut être utilisé à des fins de réfrigération. Un cycle de pompe à chaleur peut ainsi être réalisé en déplaçant, par exemple, un matériau magnétique en forme de roue dans l'entrefer d'un électroaimant (fig.6). Le transfert de chaleur avec les sources externes peut alors être réalisé à l'aide d'un fluide circulant en sens inverse dans des canaux internes à la dite roue.

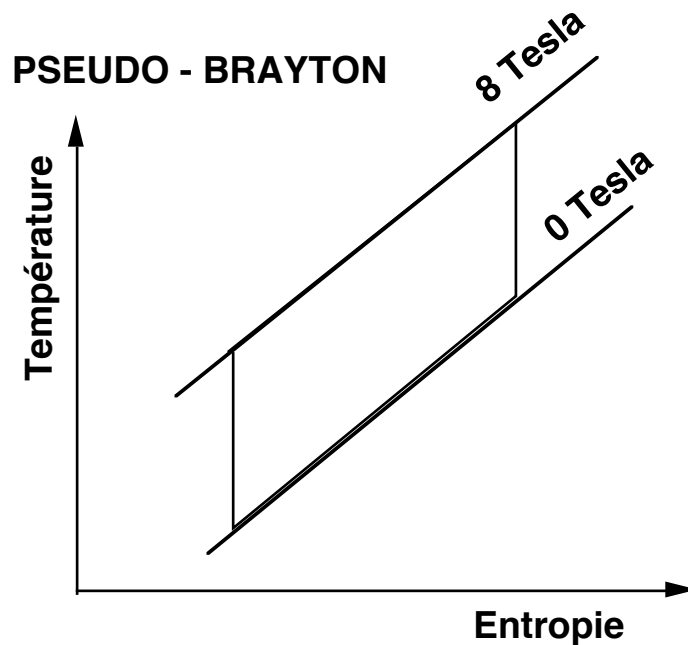
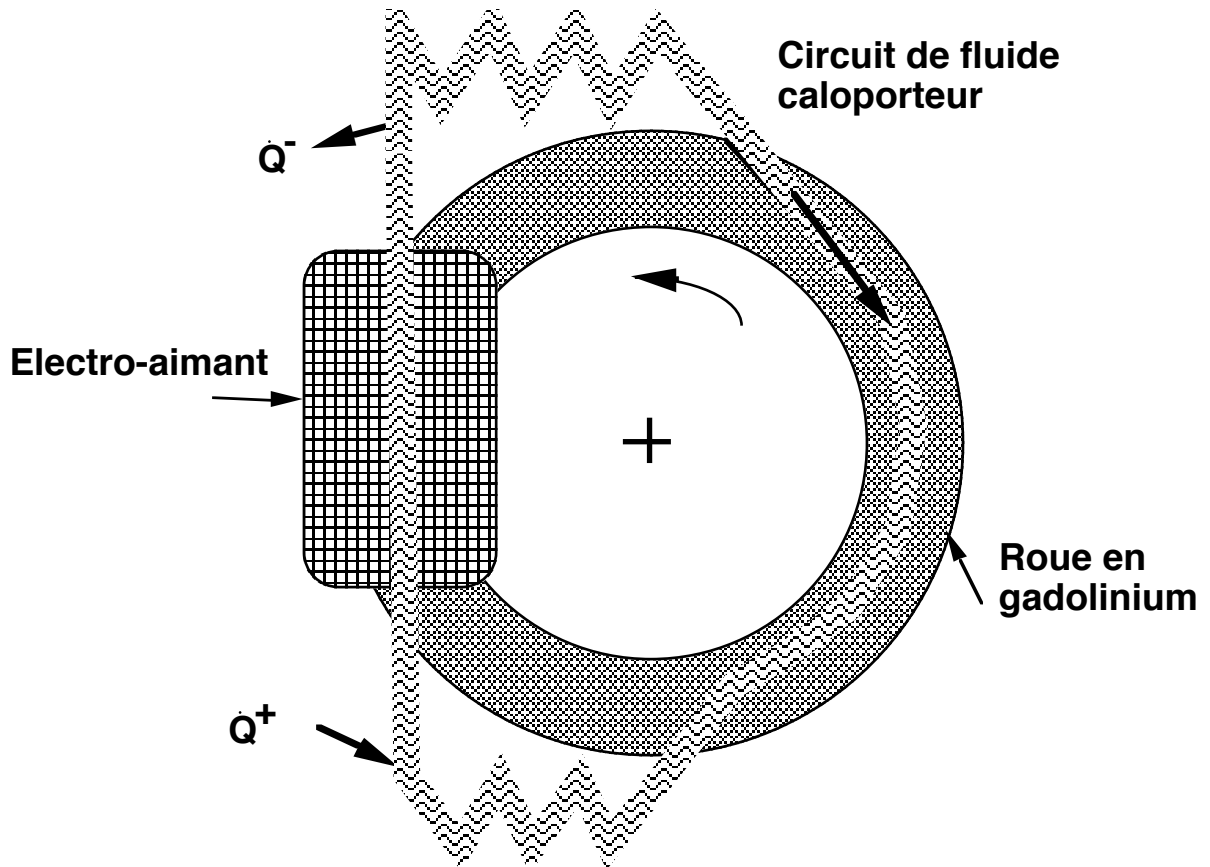


Figure 6 Type de pompe à chaleur magnétique

On peut établir une analogie directe entre les cycles à gaz et les cycles magnétiques en assimilant compression à magnétisation dans le diagramme de la figure 4. Les lignes isobares sont alors remplacées par des lignes à champ magnétique constant variant typiquement entre

0 et 5 à 8 Teslas. Le cycle de Carnot correspond toujours à des transformations isothermes et isentropes mais se présente comme pour les gaz non condensables avec une surface petite et un intervalle de température sans grand intérêt. Dans le même ordre d'idée, le cycle de Brayton correspond à deux transformations à champ constant et deux isentropes et le cycle de Stirling à deux transformations à magnétisation constante et deux isothermes. Il existe au moins un prototype de chacun de ces cycles fonctionnant tous avec transfert de chaleur interne (récupération ou régénération) de façon à accroître l'élévation de température utile.

Le matériau utilisé est le gadolinium qui a son point de Curie à 293K et possède autour de ce point une résistivité électrique élevée permettant de limiter les pertes par courant de Foucault. La figure 7a montre un diagramme T-s d'un matériau ferromagnétique représentatif avec l'élargissement des lignes de champ près du point de Curie.

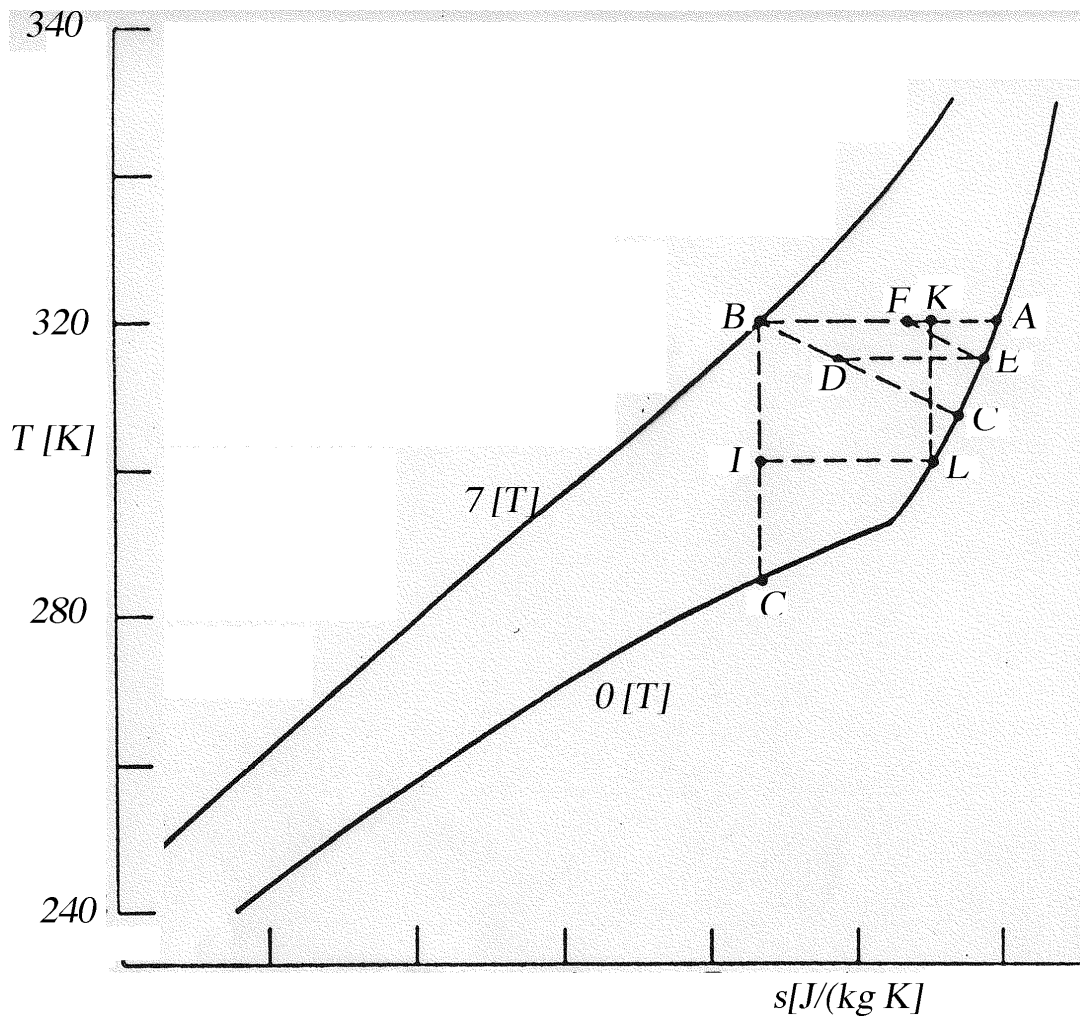


Figure 7a Diagramme T-s d'un matériau ferromagnétique entre deux lignes d'isochamp

Hormis la question préoccupante de la mise en place et de la maîtrise de champs magnétiques aussi importants, la densité de puissance attendue est favorable puisqu'une puissance de l'ordre du kW devrait pouvoir être obtenue à l'aide d'une roue en gadolinium de 10cm de diamètre (réf.5) tournant à quelques tours par minute. De même, les perspectives d'efficacité sont pour l'heure à l'optimisme avec des valeurs citées de l'ordre de 50 % de l'efficacité de Carnot. Un exemple de configuration de prototype est donné à la figure 7 (réf.6).

Cette filière technologique est en principe adaptable aux principaux domaines de réfrigération et de chauffage car des matériaux ayant des points de Curie entre 24 et 336 K ont été identifiés. Elle est cependant trop embryonnaire pour pouvoir évaluer correctement ses perspectives. Sous réserve de nouveaux pas importants du côté des matériaux notamment, la simple exigence d'électro-aimants supraconducteurs ne permet guère d'imaginer cette filière comme opérationnelle dans nos segments d'application dans un futur proche.

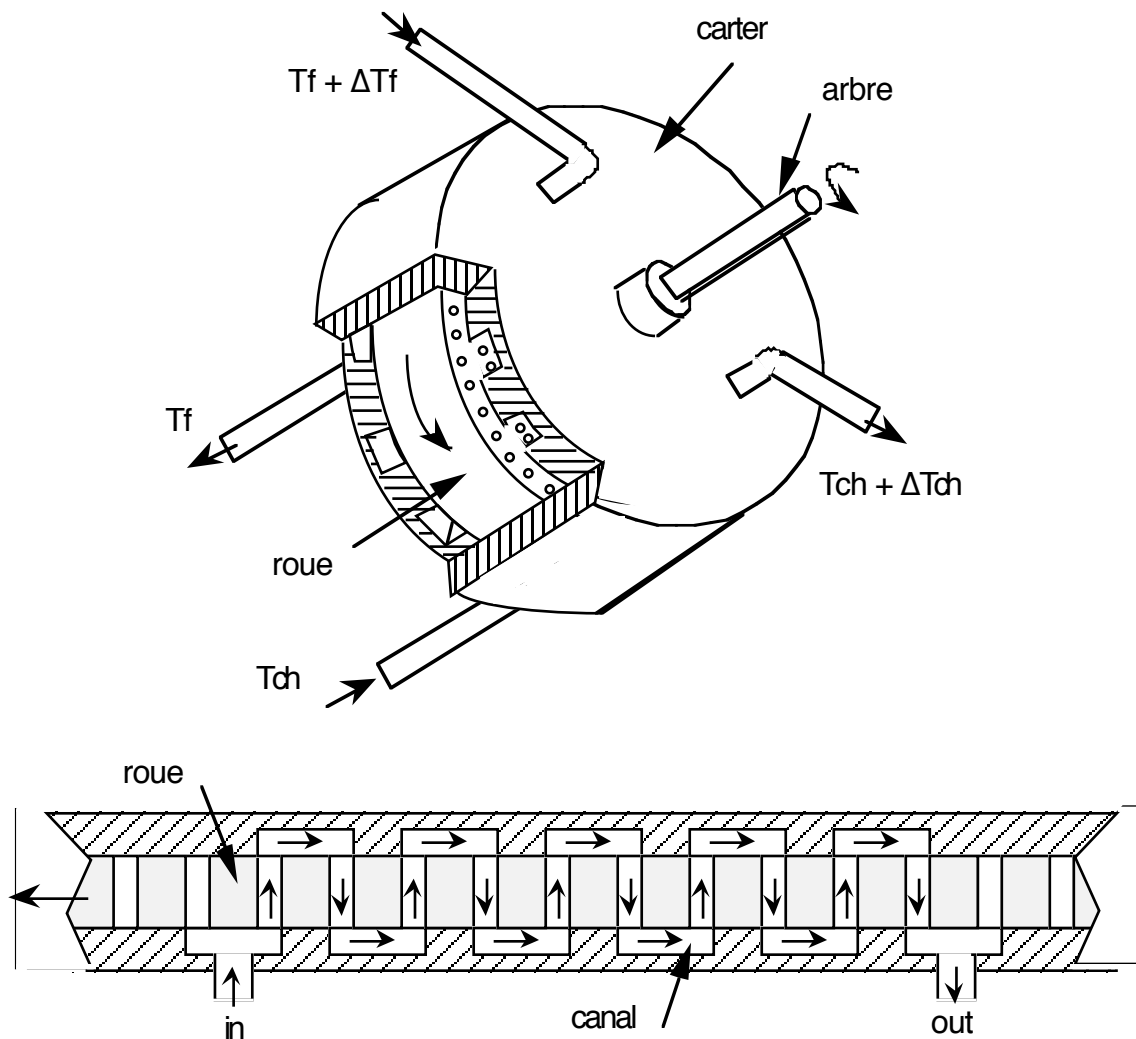


Figure 7 Exemple de rotor de pac magnétique (réf.6)

Pompes à chaleur chimiques

L'idée maîtresse consiste à mettre à profit l'énergie thermique de réaction chimique lors de mélange ou de séparation de couples de fluides. Les équipements les plus connus de cette filière sont les pompes à chaleur à absorption qui occupèrent une position dominante de la production de froid au cours de la deuxième moitié du siècle passé et qui ne représentent plus à l'heure actuelle qu'une faible part du marché. Le schéma du cycle peut être représenté dans

le diagramme température-entropie de la figure 8. Au lieu de comprimer la vapeur à l'aide d'un compresseur, celle-ci est absorbée par un solvant et la pression significative du mélange liquide résultant peut être élevée par une pompe ou simplement par effet géodésique, ou encore par changement de concentration vis-à-vis d'un troisième composant. En chauffant alors le mélange à cette nouvelle pression par une source de chaleur externe, dans un bouilleur, il est possible de reséparer la vapeur de réfrigérant pour en récupérer la chaleur latente de condensation. Ce type de pompe à chaleur thermique comporte au minimum deux niveaux de pression et trois niveaux de température et peut être schématiquement représenté par deux cycles de Carnot superposés et liés (fig.8).

Il s'agit de pompes à chaleur idéales pour toutes les applications où la principale énergie externe fournie est de l'énergie thermique à moyenne température provenant de rejets industriels, d'unités de cogénération ou de capteurs solaires. Pour ces cas particuliers, l'efficacité peut être similaire ou supérieure à celle d'une pompe à chaleur à compression entraînée par moteur thermique.

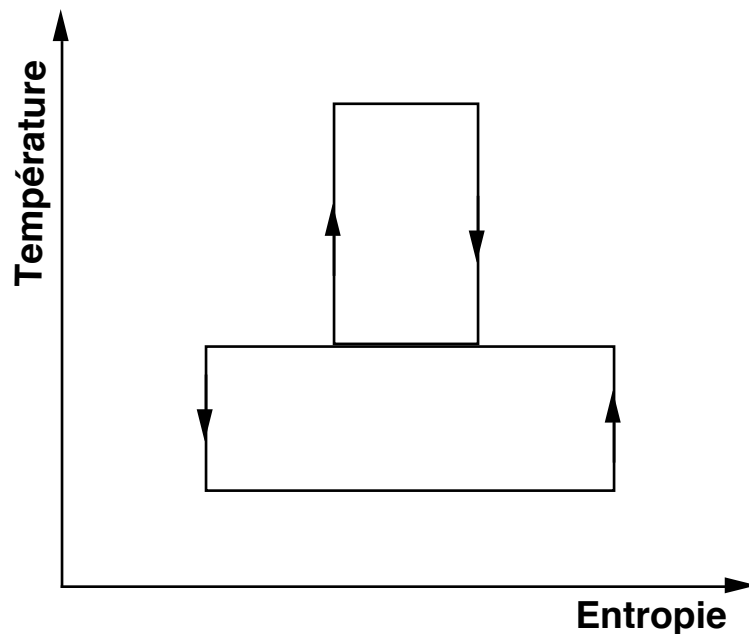


Figure 8 Représentation schématique d'un cycle de pompe à chaleur à absorption

En revanche l'efficacité de réfrigération, en particulier, devient substantiellement plus faible si l'énergie thermique fournie au bouilleur est intégralement sous forme électrique ou est le résultat direct d'une combustion. Ceci est dû aux pertes thermodynamiques entre la température de la flamme et la température du bouilleur qui sont alors considérables. Or pour des raisons, entre autres, de stabilité chimique des fluides existants, les températures de bouilleur ne peuvent à l'heure actuelle guère dépasser les 220 C et sont généralement situées entre 100 et 150 C. Pour des applications de réfrigération électrique stationnaire (réfrigérateur, congélateur, etc), il n'est donc pas énergétiquement raisonnable de compter substituer ce type de pompes à chaleur aux pompes à chaleur à compression (surconsommation d'énergie de l'ordre de 2 à 4).

Il en va différemment des applications de chauffage communément couvertes à l'aide de chaudières à combustibles fossiles où les pompes à chaleur à absorption de nouvelles générations pourraient permettre des économies d'énergie supérieures à 50% par rapport aux nouvelles chaudières à condensation. Dans ce domaine, et compte tenu de leur fonctionnement plus silencieux, les thermopompes à absorption pourraient être techniquement à même de concurrencer les thermopompes à compression entraînées par moteur thermique. Il en va de même au niveau mondial pour les applications de réfrigération et de chauffage activés par énergie solaire.

D'autres concepts récents, dits **hybrides absorption-compression**, consistent à effectuer une recompression mécanique des vapeurs du générateur et permettent de favoriser l'utilisation de l'eau comme réfrigérant. Ces concepts souffrent cependant de leur inhérente complexité et de l'absence de compresseurs adéquats sur le marché. Au niveau industriel, ce type de concept pourrait également s'avérer intéressant pour élever la température utile de pompes à chaleur à absorption, dites de classe 2 ou transformateurs d'énergie, qui permettent de revaloriser environ 30 à 40 % du débit d'un effluent thermique à moyenne température en rejetant le solde à une source froide.

Les principaux couples de réfrigérants utilisés actuellement sont l'eau - bromure de lithium, à pression généralement sous-atmosphérique, ou l'ammoniac-eau en surpression. Même s'il ne s'agit pas d'une grande proportion, il convient cependant de relever que certains fluorocarbones sont parfois envisagés comme réfrigérants de pompe à chaleur à absorption (réf.8), en raison notamment de leur très faible toxicité.

Il existe encore plusieurs autres filières chimiques à l'étude, basées soit sur des cycles successifs de réactions chimiques endo- et exothermiques, soit sur des phénomènes de sorption et désorption. Ces techniques sont souvent développées en conjonction avec des concepts de stockage. Nous pouvons citer les pompes à chaleur à ab- ou adsorbants solides tels que les zéolites ou les pompes à chaleur à hydrures métalliques basées sur l'absorption et la désorption de l'hydrogène dans des réseaux cristallins. La difficulté première de ce type de système est d'assurer un transfert de chaleur efficace entre gaz et solide, ce qui conduit généralement à des fréquences de cycle faibles et un encombrement important.

CYCLES A COMPRESSION DE VAPEUR

Diagramme du frigorigène (LnP - h)

Ce diagramme représenté à la figure 9a est le plus couramment utilisé. Comme vu au cours de thermodynamique (réf 2a) il comprend la courbe de saturation du fluide considéré, des isothermes proches de la verticale dans les zones liquide et vapeur et marquant un plateau dans la zone biphasique. Les isochores sont obliques à relativement faible pente et les isentropes obliques à forte pente qui, à l'interface biphasique - vapeur, peut être inférieure ou supérieure à la pente de la courbe de saturation.

L'avantage de ce type de diagramme est que les énergies massiques de refroidissement ou de chauffage peuvent être directement lues en abscisse. Si on néglige les pertes de charge, les

séquences [évaporation + surchauffe] et [désurchauffe + condensation + sous-refroidissement] sont représentés par des horizontales et l'expansion isenthalpe par une droite verticale.

Principaux cycles

Les cycles de frigopompes et de thermopompes (dits générateurs) ont été vus dans le cadre du cours de thermodynamique (réf.2) et nous avons revu en début du cours le cycle de Carnot théorique.

Que nous travaillions en frigopompe (en rejetant de l'énergie chaleur à l'atmosphère) ou en thermopompe (en acceptant de la chaleur de l'atmosphère) nous avons en vertu des équations fondamentales pour un système ouvert en régime permanent:

$$e^+ - r = \oint v dP = - \oint P dv = q^- - r \quad (1.1)$$

où les valeurs massiques ci-dessus sont rapportées à l'unité de masse du réfrigérant.

$$e^+ + q_f^+ = q_a^- \quad \text{et} \quad e^+ + q_a^+ = q_h^- \quad (1.2)$$

Nous avons défini les indicateurs de performance suivants:

- Efficacités:

$$\varepsilon_f = COP_f = \frac{q_f^+}{e^+} \quad (1.3) \quad \text{et} \quad \varepsilon_h = COP_h = \frac{q_h^-}{e^+} \quad (1.4)$$

- Rendements exergetiques:

$$\eta_f = \frac{e_{qf}^-}{e^+} \quad (1.5) \quad \text{et} \quad \eta_h = \frac{e_{qh}^-}{e^+} \quad (1.6)$$

Comme nous l'avons vu en thermodynamique, la chaleur prélevée au-dessous de la température atmosphérique q_f^+ positive, correspond à une exergie-chaleur négative, c'est-à-dire au e_{qf}^- positif de la formule 1.5. Cette particularité reflète bien l'idée que la captation d'énergie-chaleur au dessous de la température implique la mise en oeuvre d'énergie-travail. A noter qu'en toute rigueur nous pourrions introduire l'exergie-chaleur correspondant au condenseur dans l'équation 1.5 et à l'évaporateur dans l'équation 1.6. Cependant ce type de rendement complet ne sera vraiment intéressant que dans les cas de double objectif énergétique, à savoir produire du froid et du chaud simultanément, où lorsque le cycle est situé dans un domaine de température éloigné de celui de l'atmosphère.

Compression en régime vapeur humide ou vapeur sèche.

Pour tendre vers un cycle réel et pratique à partir du cycle de Carnot (fig.9) nous devons reconsidérer la compression et l'expansion. La transformation 1-2 telle que représentée s'opère entièrement dans le domaine humide. Ceci serait en principe possible avec certains compresseurs rotatifs comme les compresseurs à vis ou scroll (voir chap. compresseurs) mais est impossible avec les compresseurs à piston car:

- le liquide sur les parois des cylindres diminue l'efficacité de la lubrification
- le liquide est incompressible et s'il ne se vaporise pas complètement en cours de compression, des surpressions localement très importantes peuvent apparaître en fin de compression et ainsi endommager les soupapes.

La compression en régime humide doit également être évitée avec les compresseurs dynamiques de type centrifuge en raison du danger d'érosion des aubes et de déséquilibre du rotor.

En admettant que la compression et la détente sont toujours isentropes, on peut vérifier que le cycle à compression sèche 1'-2' permet d'accroître la capacité de réfrigération par unité de masse de réfrigérant mais la puissance massique de compression augmente également et le bilan se traduit par une diminution de l'efficacité de réfrigération. Par exemple, pour des cycles entre -10C et +30C avec du réfrigérant R502* , on peut montrer que l'efficacité frigorifique décroît de 6.58 à 6.23 (fig 10). En pratique cependant, le rendement d'un compresseur à vis par exemple, travaillant en zone humide, a tendance à diminuer ce qui rend cette différence négligeable.

Turbine biphasique - vanne de détente

L'avantage d'une turbine serait la récupération de puissance-travail et l'accroissement de la puissance massique de réfrigération à puissance de compression identique.

Plusieurs concepts de turbines biphasiques pour récupérer l'énergie de pression en cours de détente 3-4 ont été étudiés. Ces concepts n'ont pas encore été appliqués commercialement pour les raisons suivantes:

- L'énergie spécifique est comparativement faible par rapport à l'énergie massique de compression. L'investissement par unité de puissance est par conséquent élevé. Cet argument doublé du fait de la présence d'un fort taux de liquide élimine les turbines de type dynamique.
- Le rapport de volume entre l'état initial 3 et l'état final 4 est très important et ne permet de réaliser qu'une détente partielle dans les turbines volumétriques. La vaporisation du réfrigérant liquide n'est d'autre part pas instantanée mais implique un délai imposé notamment par la nucléation des bulles de vapeur qui se traduit par un déséquilibre thermodynamique et une chute de pression importante (réf.25). Ces deux éléments conduisent à de mauvais rendements de turbine.
- Le transfert de puissance entre compresseur et turbine peut s'avérer compliqué et onéreux en raison notamment des différences de vitesses de rotation.
- Le débit de détente doit être régulé aussi précisément que possible.

* Dans R502, R signifie "réfrigérant" et le numéro désigne un type de molécule ou de mélange. On utilisera aussi parfois des dénominations plus précises telles que CFC ou HFC au lieu de R (voir chap. réfrigérants). Cet exemple est cependant théorique car le R502 est un mélange de CFC désormais bannis. Cependant d'autres mélanges de HFC ont pris la relève.

- Comme on le verra, il est souvent souhaitable de surchauffer la vapeur à l'entrée du compresseur en sous-refroidissant le liquide en sortie de condenseur avec un échangeur interne. Le sous-refroidissement diminue encore la différence d'enthalpie de détente disponible.

Dans la pratique, la détente est assurée par l'intermédiaire d'une vanne de détente qui permet également la régulation du cycle.

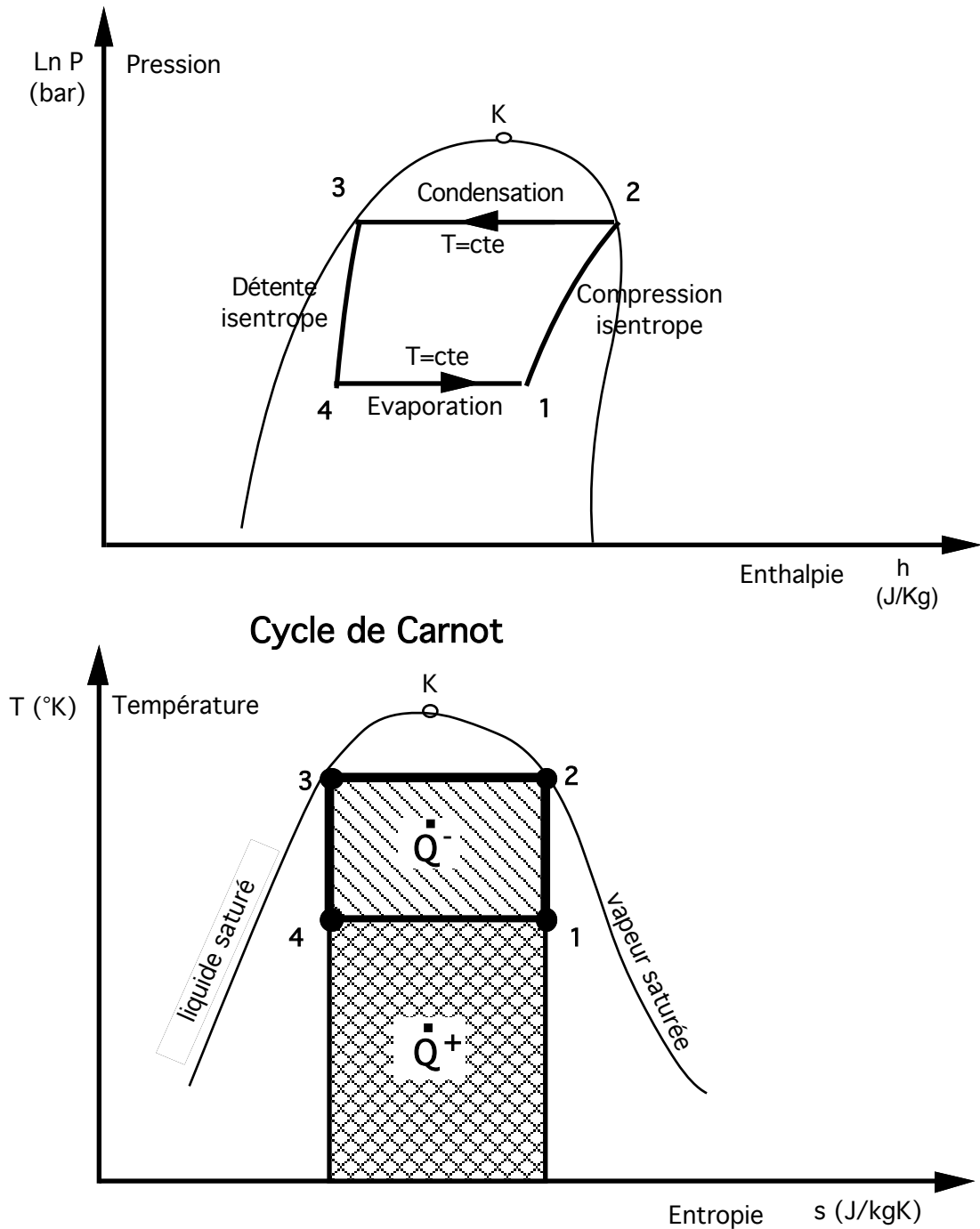


Figure 9 Cycle idéal (Carnot)

En reprenant le même exemple que tout-à-l'heure (R502, -10C à +30C), on peut montrer que l'efficacité de réfrigération tombe de 6.23 à 4.88 (efficacité de Carnot = 6.58). Le cycle résultant est qualifié de "cycle standard"

La modification du cycle en introduisant l'échangeur interne correspond soit à une diminution d'efficacité (cas de l'ammoniac), soit à une augmentation dans les cas de certains CFC comme le R 502.

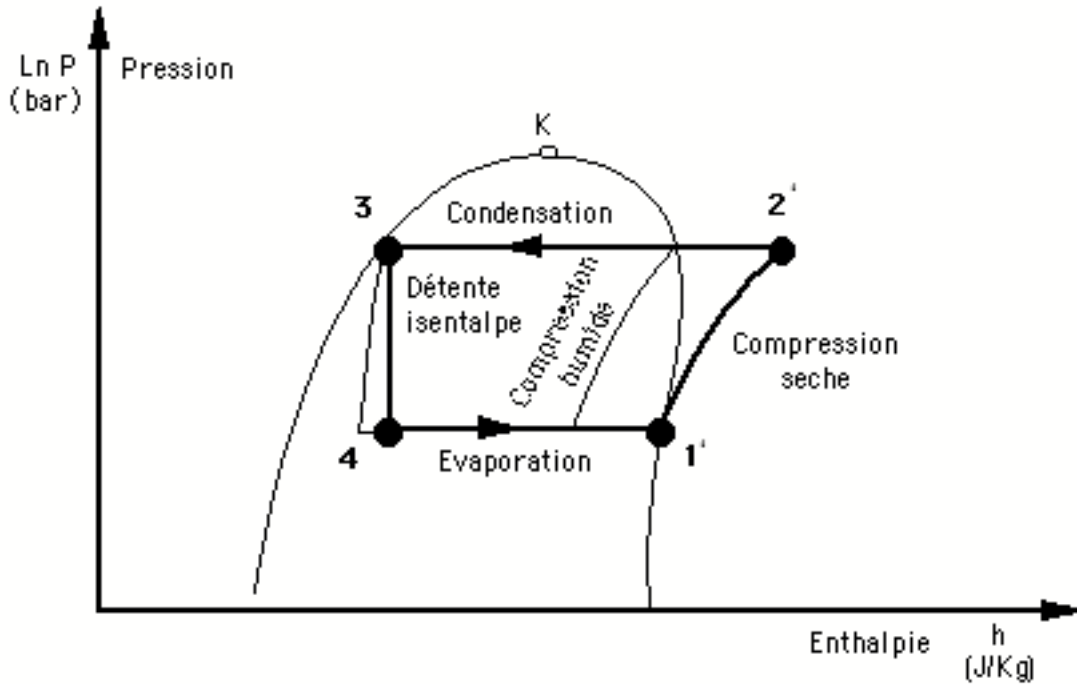


Figure 10 Modifications détente et compression à partir du cycle de Carnot idéal

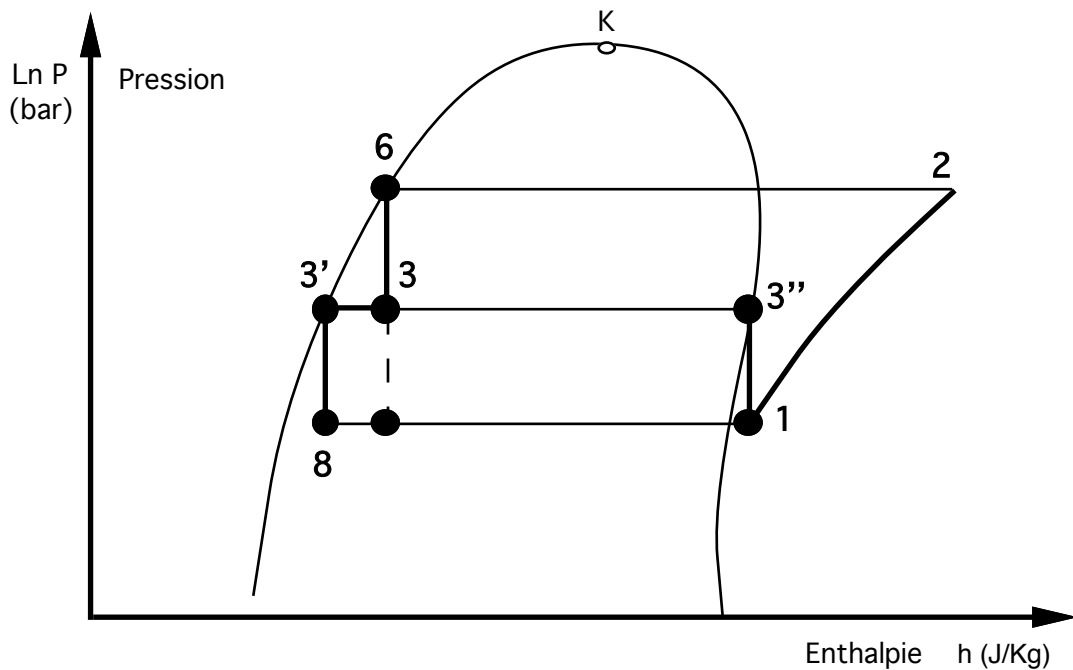


Figure 11 Détente en deux temps

Cycles à compression multi-étagés:

Les différences de température entre évaporateur et condenseur sont généralement conséquentes en réfrigération et incitent à la recherche de solutions multi-étagées. Considérons la figure 11:

Si nous interrompons la détente à partir de 6 au point intermédiaire 3 et séparons la vapeur du liquide, la suite de la détente peut être résumée par les détente 3'-8 du liquide et 3''-1 de la vapeur. Cependant la vapeur au point 1 ne peut être utilisée à des fins de réfrigération et ne peut qu'être recomprimée pour réintégrer le cycle. Il s'agit donc d'une opération détente-compression parfaitement inutile qui peut être évitée en intercalant un séparateur-économiseur (parfois appelé bouteille intermédiaire) qui permet de réinjecter vers les compresseurs la vapeur de détente à pression intermédiaire.

La figure 12 introduit plusieurs concepts possibles de cycles biétagés.

Si, comme dans l'exemple de la figure 12a, le fluide frigorigène (ou réfrigérant) est du HCFC22 travaillant entre les températures de -30°C et $+35^{\circ}\text{C}$, l'économie de puissance cumulée des compresseurs est de l'ordre de 13 % par rapport à un cycle monoétagé. La puissance du petit compresseur ne représente, cependant, qu'environ 10% de la puissance totale, faible capacité qui peut impliquer un rendement de compression peu favorable.

Les principaux désavantages sont les investissements requis par l'économiseur- séparateur, la vanne (fréquemment de type à flotteur garantissant un niveau de liquide constant dans l'économiseur) et le compresseur supplémentaire. La conduite de vapeur à pression intermédiaire doit également être isolée.

Deux autres variantes consistent à regrouper les flux provenant du premier étage de compression et de la détente dans l'économiseur pour les recomprimer ensemble dans un deuxième étage de compression. Cette opération de mélanges de flux s'opèrent tantôt à l'extérieur de l'économiseur séparateur aboutissant à une désurchauffe seulement partielle du flux provenant du premier compresseur (fig 12 b), tantôt dans l'économiseur même avec une désurchauffe complète du flux de première compression par évaporation d'une faible partie de liquide de l'économiseur séparateur (fig 12c).

Une évolution de la variante 12c consiste à ne détendre dans l'économiseur-séparateur qu'une partie du débit de réfrigérant provenant du condenseur, le solde étant détendu directement jusqu'à la pression d'évaporateur. L'économiseur-séparateur ne fonctionne alors plus que comme refroidisseur de la vapeur comprimée dans le premier étage de compresseur qui, en barbotant dans le liquide du séparateur se désurchauffe en vaporisant une faible partie de ce liquide. Cette technique a l'avantage de diminuer la puissance spécifique de compression et de réduire la température de sortie du deuxième étage de compression. Cette diminution de température est particulièrement recherchée avec des réfrigérants à basse masse moléculaire comme l'ammoniac, pour lequel on obtient un accroissement d'efficacité de 4% dans le cas de fonctionnement entre -24°C et $+30^{\circ}\text{C}$. Un effet inverse est observé pour la plupart des réfrigérants de type CFC, HCFC ou HFC avec une diminution d'efficacité.

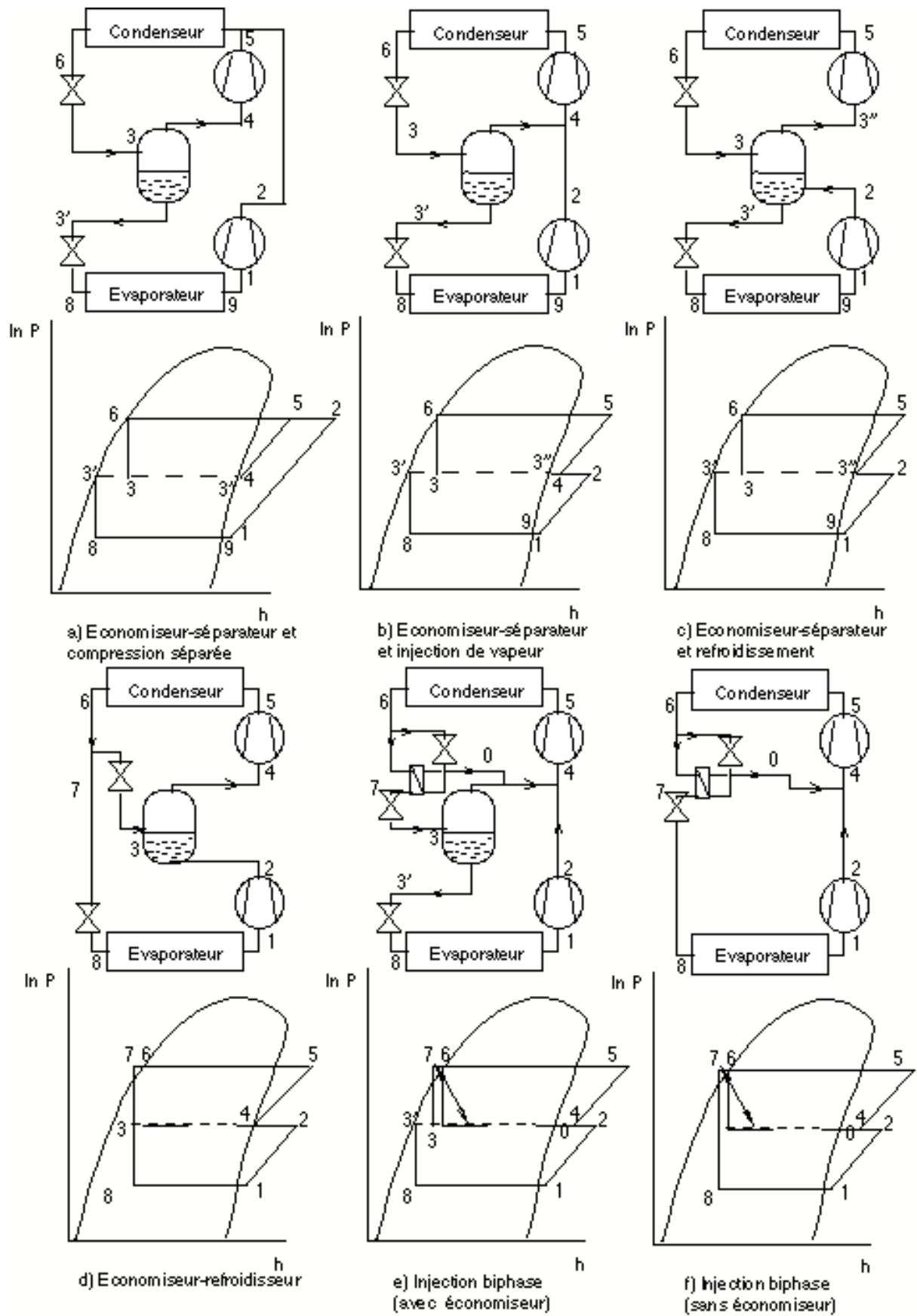


Figure 12 Concepts de cycles bi-tagés

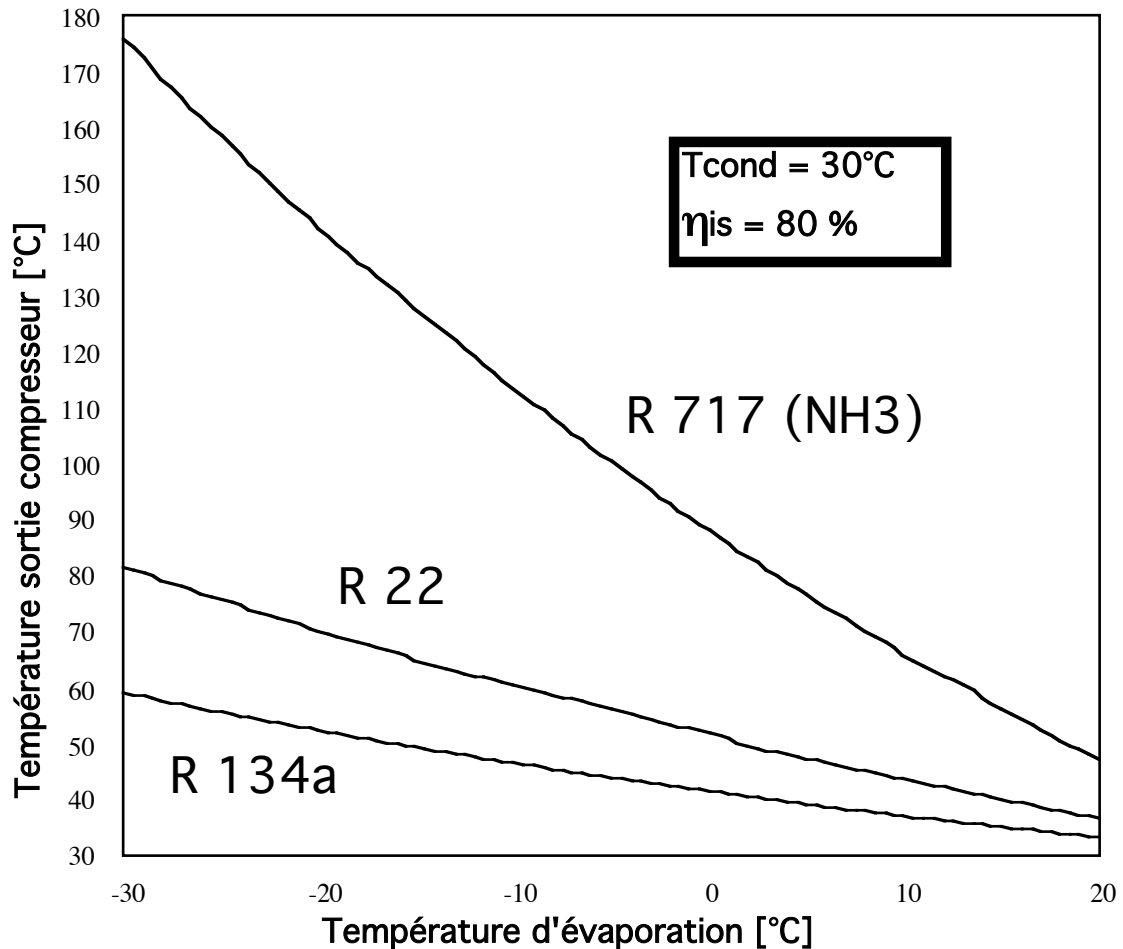


Fig. 13: Comparaison des températures de compression pour le NH3, le R22 et le R134a (cycle monoétagé)

La figure 13 permet la comparaison de la variation de la température de décharge résultant de la compression de réfrigérant de type HCFC ou HFC et de l'ammoniac à l'aide d'un cycle monoétagé.

Dans les systèmes à températures de compression largement supérieures à la température atmosphérique (ex: air comprimé), on peut montrer que la pression intermédiaire optimale correspond à des rapports de pression identiques entre les deux étages. Dans les systèmes de réfrigération, le refroidissement intermédiaire ne peut être simplement effectué par échange de chaleur avec l'atmosphère mais requiert une consommation d'énergie à haute exergie (de compression) puisque la température de saturation intermédiaire est généralement inférieure à la température atmosphérique. Comme illustré à la figure 14, l'optimum pour la pression intermédiaire est légèrement plus élevé que le rapport moyen. Cette différence reste cependant extrêmement faible.

Pour des cycles idéaux, le potentiel d'économie d'énergie de compression résultant de l'utilisation d'un cycle bi-étagé à économiseur-séparateur est d'autant plus grand que l'écart des températures d'évaporation et de condensation est important (fig.15)

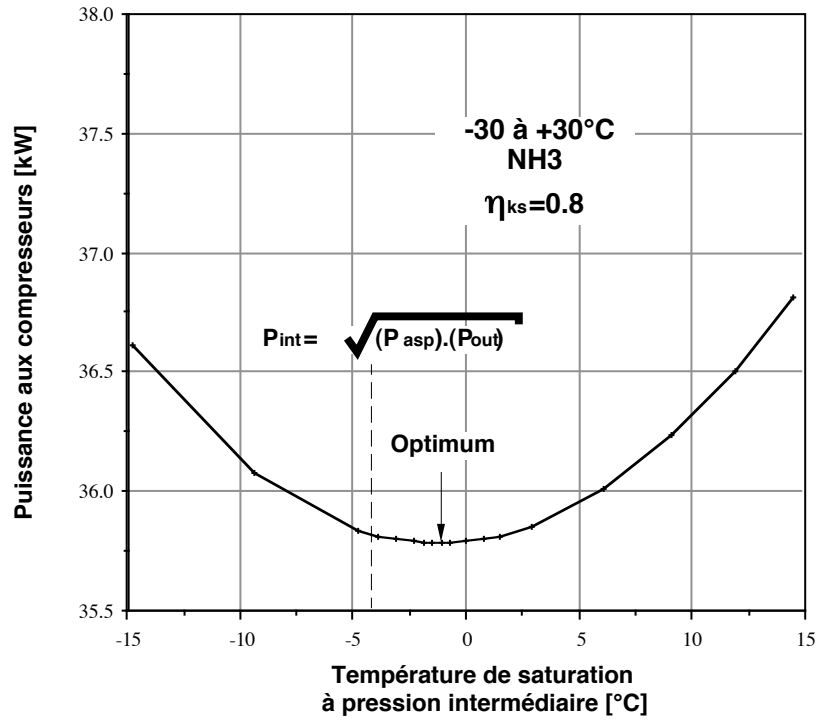


Figure 14 Variation de la puissance de compression pour cycles bi-étagés (à économiseur-séparateur) en fonction de la température intermédiaire.

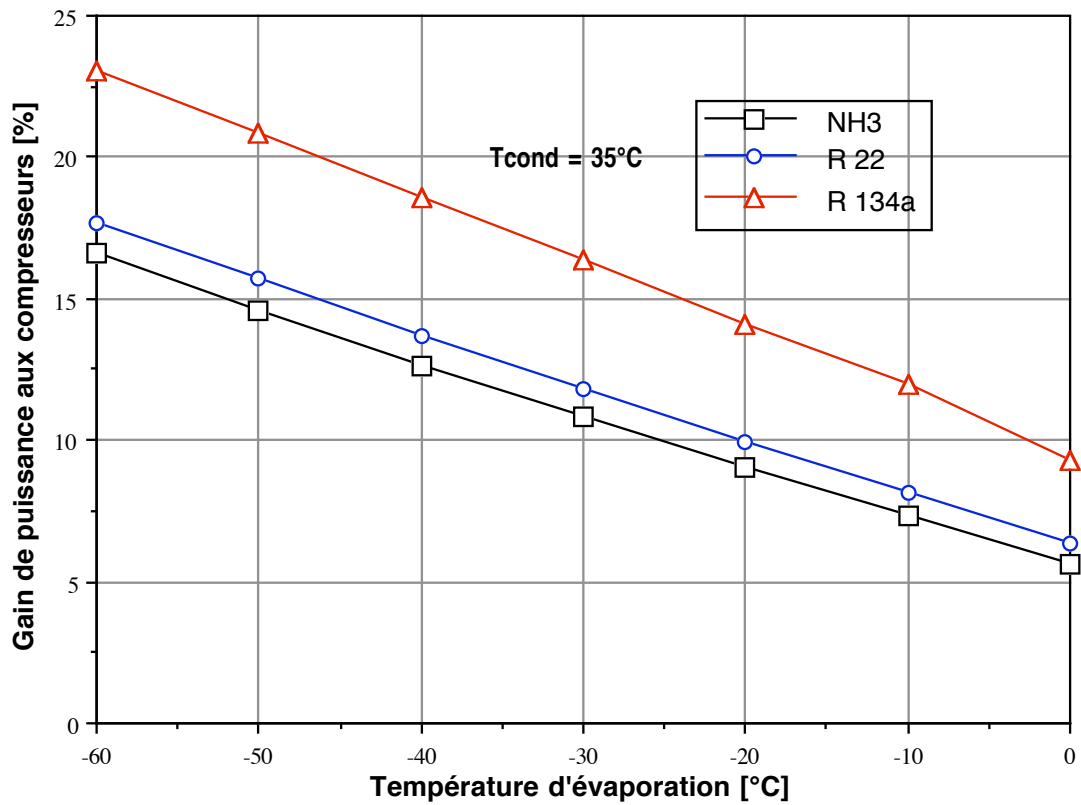


Figure 15: Gain de puissance entre un cycle bi-étagé à économiseur-séparateur (fig. 12c) et un cycle mono-étagé, en réfrigération ($\eta_s=0.8$)

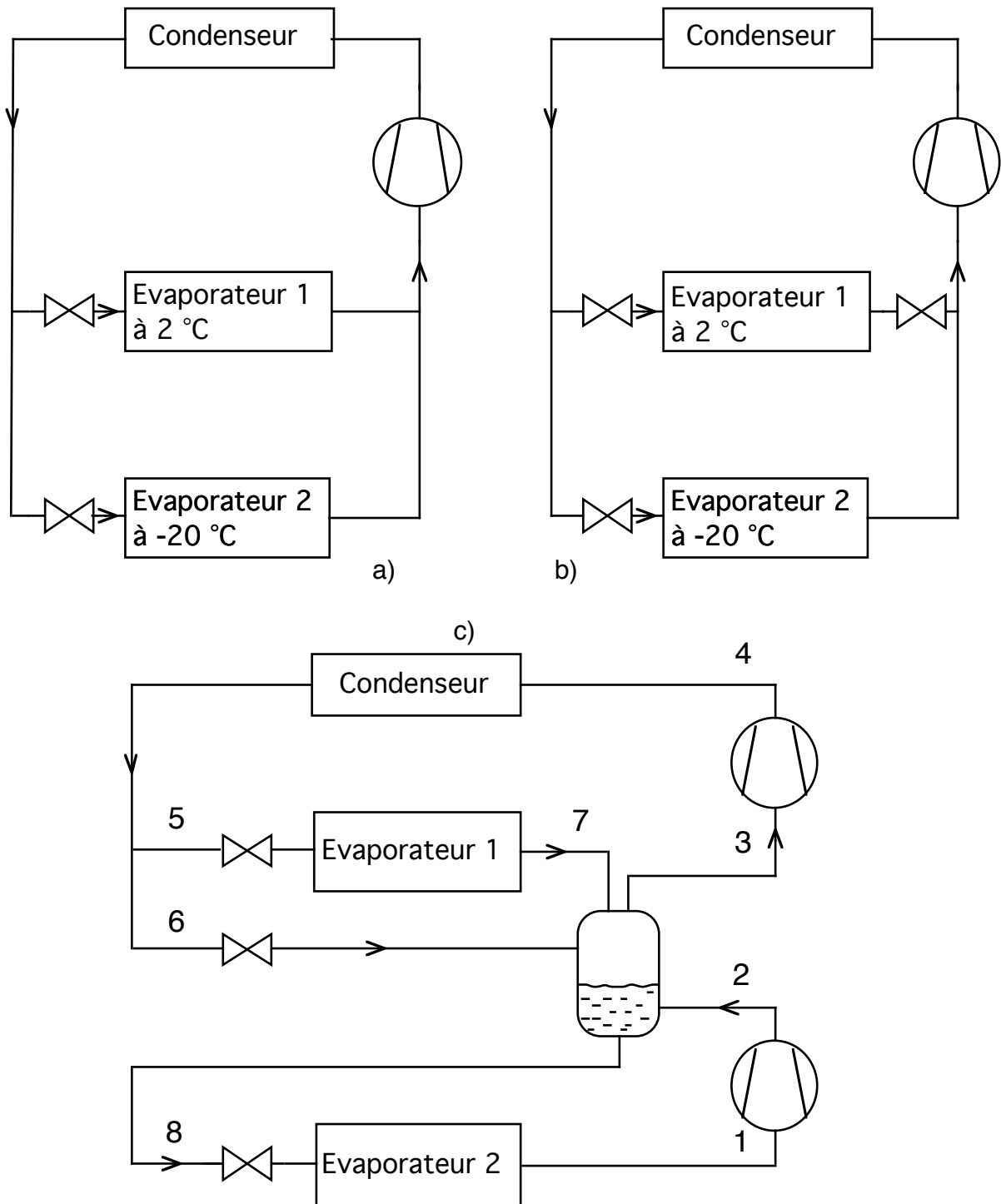


Figure 16 Cycles à deux niveaux d'évaporation

Il existe de nombreuses applications avec des **besoins de froid à des températures différentes** (ex: réfrigérateur-congélateur). Ces besoins sont souvent satisfaits à l'aide d'un même circuit de réfrigération comprenant différents niveaux d'évaporation. La figure 16 montre trois différentes approches. La première (fig.16a), énergétiquement rudimentaire, consiste à simplement diviser le débit de réfrigérant liquide en parallèle entre les deux évaporateurs. La pression sera la même dans les deux évaporateurs ce qui signifie que le pincement des évaporateurs sera très différent. Mis à part le gaspillage d'énergie, le principal inconvénient se traduit par un taux de givre important et un assèchement de la chambre froide à température

intermédiaire qui est souvent négatif. Une amélioration sur ce plan (fig 16 b) peut être apportée en introduisant une troisième vanne de détente après l'évaporateur intermédiaire. Cette modification met cependant en évidence le peu d'intérêt qu'il y a à détendre le flux intermédiaire pour le recomprimer tout de suite après.

La dernière remarque nous amène tout naturellement à la meilleure solution énergétiquement parlant (fig.16 c) qui consiste à utiliser un deuxième compresseur et un cycle à économiseur-séparateur. Une telle configuration conditionne cependant la pression intermédiaire au rapport volumétrique des compresseurs dont le choix devient très important.

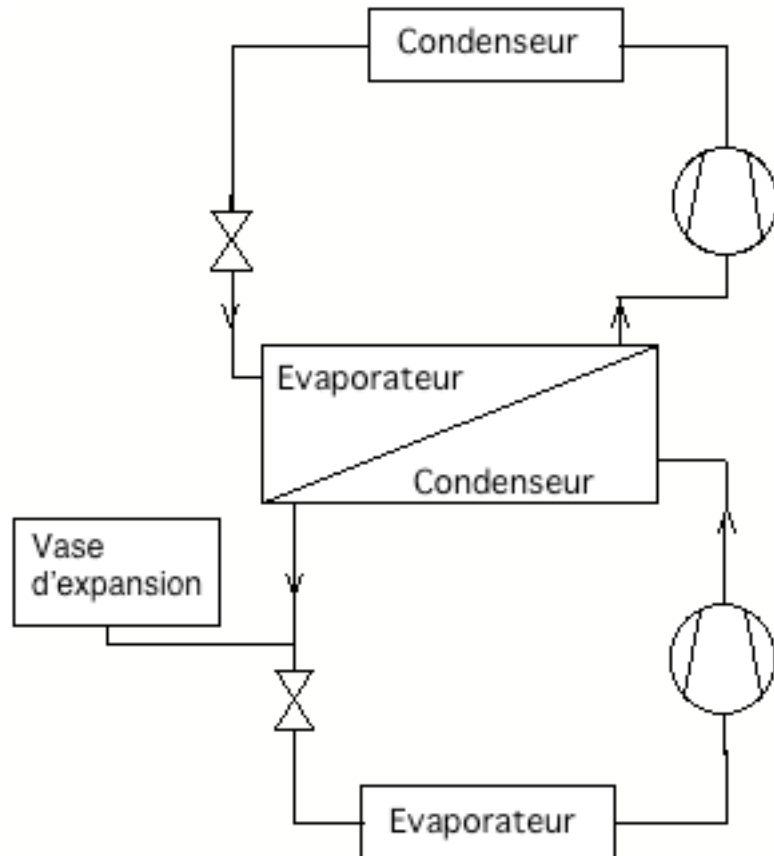


Figure 17 Cycles superposés

Lorsque les écarts de température entre l'évaporation et la condensation deviennent très importants (froid à basse température), les pressions et densités varient souvent dans une trop large gamme du point de vue des équipements si on n'utilise qu'un seul fluide. La tendance consiste alors à concevoir des cycles de réfrigération superposés (fig.17) utilisant des réfrigérants différents (optimisés pour la partie inférieure, resp. supérieure, du domaine de température. Considérons par exemple un cycle de -70°C à +25°C. A -70°C le rapport de volume entre les vapeurs de R13 et de R12 est de 1/14. Ce rapport correspond à peu près au rapport de volume des compresseurs qui seraient nécessaires dans les deux cas. De plus, la pression d'un évaporateur au R12 serait largement inférieure à la pression atmosphérique ce qui, en bonne pratique, est généralement évité pour des questions de fiabilité (infiltration d'air). D'autre part, la pression de condensation du R13 serait de plus de 35 bars ce qui est normalement considéré comme excessif en considérant les fuites et le comportement mécanique. Ces observations conduisent tout naturellement à l'élaboration d'un cycle

superposé utilisant le R13 dans le domaine inférieur et le R12 dans le domaine supérieur des températures en dépit des irréversibilités et de l'investissement complémentaire de l'échangeur intermédiaire.

Cycles de Lorenz

Lorsque le refroidissement des éléments à refroidir ou le réchauffement des éléments à réchauffer se font avec un gradient de température, il peut être envisagé d'utiliser un mélange non-azéotropes de réfrigérants pour s'approcher d'un cycle de Lorenz. Un tel cycle (fig.18) comporte deux isentropes et deux isobares avec une concentration moyenne de réfrigérants supposée constante. Le mélange est, en pratique, limité à deux (mélange binaire) ou trois réfrigérants (mélange ternaire) à températures d'ébullition aussi différentes que possible afin d'avoir une large plage d'ajustage du gradient de température en cours d'évaporation ou de condensation et de limiter ainsi les pertes par dévalorisation au cours du transfert de chaleur.

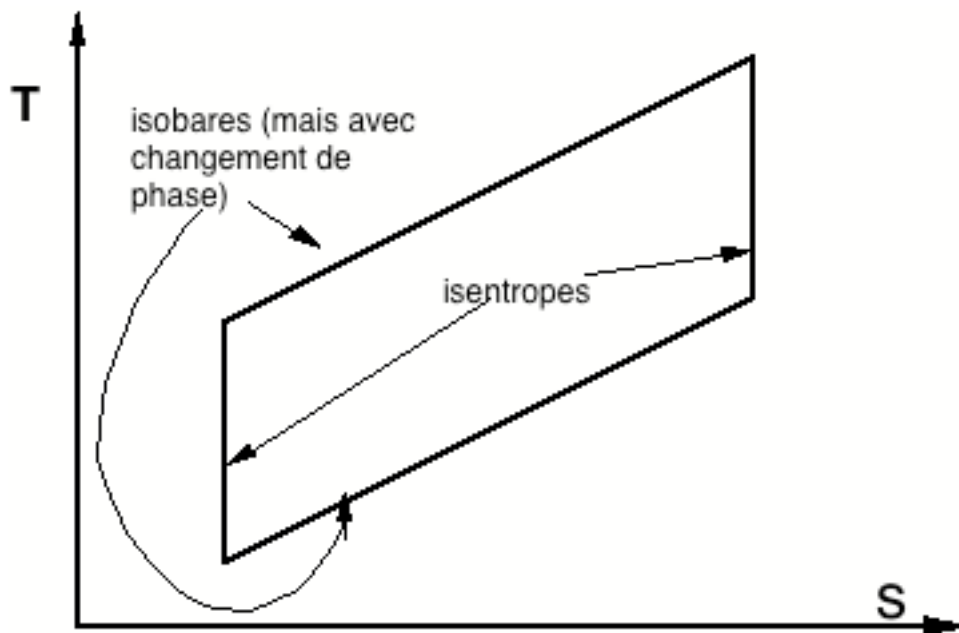


Figure 18 Cycle de Lorenz

Bien qu'étant essentiellement des cycles à compression avec changement de phase, les cycles de Lorenz permettent d'utiliser l'effet de récupération par échange interne connu pour améliorer les performances de la plupart des cycles à gaz. Comme illustré à la figure 19b, la fin de l'évaporation (c'est-à-dire la plus difficile à obtenir de la source froide en raison du niveau de température plus élevé) peut être réalisée en utilisant l'énergie de la fin de condensation et du sous-refroidissement (la plus difficile à donner à la source chaude en raison du niveau de température plus bas). Le cycle de Lorenz ainsi que l'échange interne permettent de diminuer le rapport de pression du cycle par rapport à un cycle à réfrigérant simple.

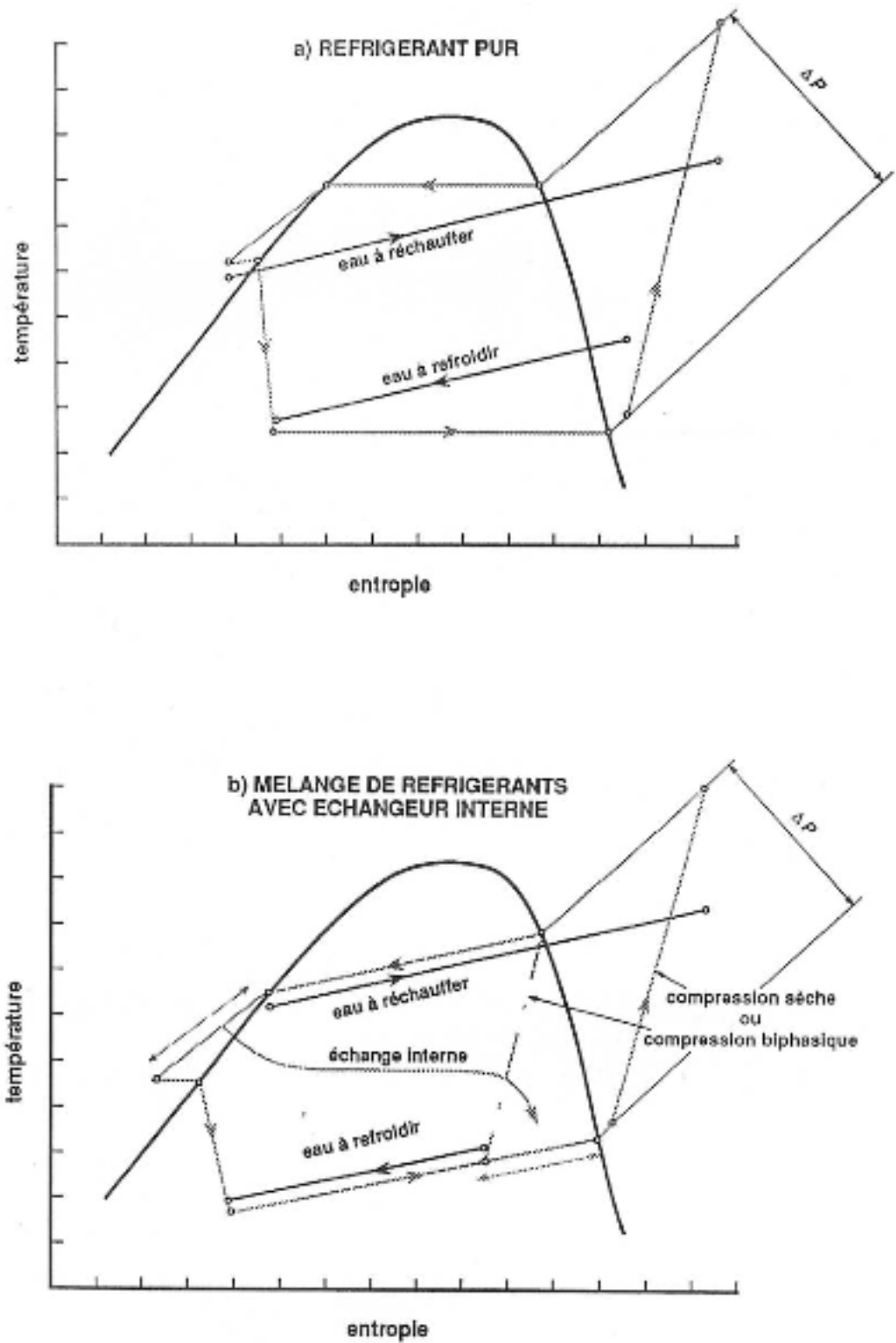


Figure 19 Comparaison entre un cycle à réfrigérant pur (Rankine (a)) et un cycle à mélange zéotrope (ou non azéotrope) de réfrigérants (Lorenz (b))

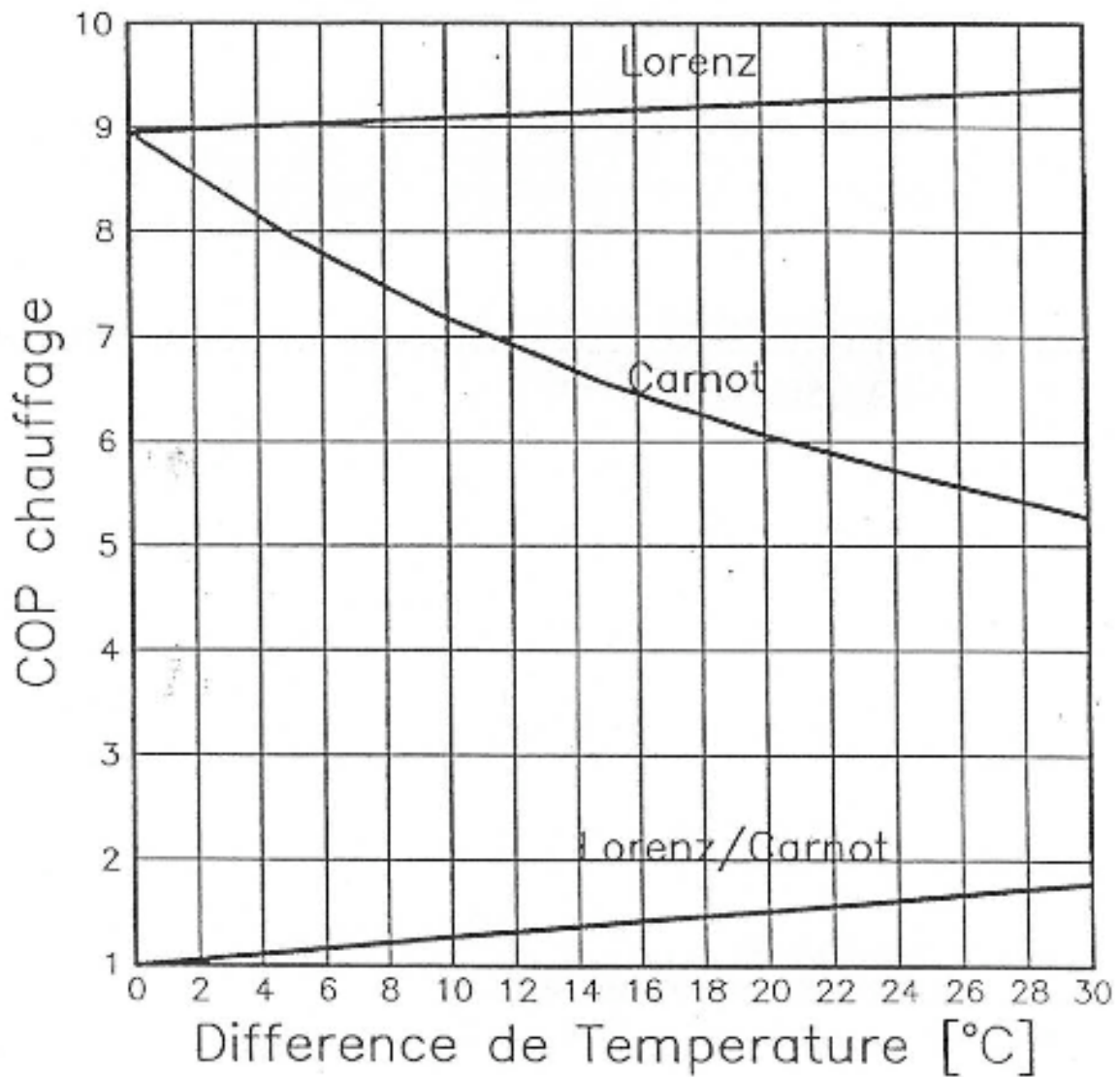


Figure 20 Comparaison d'efficacité entre un cycle de Lorenz et un cycle simple de Carnot en fonction de la différence de température entre l'entrée et la sortie de chacune des sources ($\Delta T_{fr} = \Delta T_{ch}$ et $T_{fr1} = 5^{\circ}C$, $T_{ch1} = 40^{\circ}C$)

L'efficacité de chauffage d'un cycle de Lorenz est donnée par l'expression:

$$\epsilon_c = \frac{1}{1 - \frac{T_{f1} + \frac{\Delta T_f}{2}}{T_{c1} + \frac{\Delta T_c}{2}}} \quad (1.7)$$

où T_{fj} est la température de sortie du flux à refroidir, T_{cj} la température d'entrée du flux à réchauffer, ΔT_c l'accroissement de température du flux à réchauffer et ΔT_f la chute de température du flux à refroidir.

La figure 20 montre le gain d'efficacité de chauffage par rapport à un cycle de Carnot adapté à un exemple d'application à gradients de source chaude et froide identiques.

Comme les cycles à compression classiques, la compression est généralement réalisée dans le domaine de vapeur sèche. Il peut cependant être intéressant de comprimer dans la zone humide avec certains fluides comme les mélanges traditionnellement utilisés dans les cycles à absorption (ex: ammoniac-eau). Ce type de cycle peut être réalisé soit avec un compresseur rotatif sans soupape (à vis, scroll, etc.) qui admettent relativement bien la présence de liquide, soit en séparant le liquide de la vapeur et en élevant le niveau de pression en parallèle dans une pompe et un compresseur.

Le fait d'avoir un mélange de réfrigérant ajoute un paramètre de réglage complémentaire, la concentration (teneur) du mélange. Cette possibilité de réglage qui implique l'adjonction d'au moins deux réservoirs à concentrations de mélange différentes est de plus en plus fréquemment mentionnée dans la littérature. L'introduction d'un réfrigérant à pression d'évaporation plus élevée est aussi utilisée pour réduire la pression de mélange pour les points de fonctionnement extrêmes (par exemple les phases de production d'eau chaude sanitaire à l'aide de la pompe à chaleur de climatisation et de chauffage) .

Cycles à gaz à récupération

a) Cycles de Brayton ou de Joule (fig. 21)

Ces cycles, bien connus comme cycles de turbines à gaz, peuvent naturellement être inversés moyennant apport d'énergie mécanique à l'arbre étant donné que la turbine ne suffit plus à fournir toute l'énergie du compresseur. Ces cycles conduisent normalement à des efficacités de réfrigération faibles par rapport aux efficacités des cycles à compression et changement de phase. Néanmoins ils sont utilisés pour la climatisation des avions où on utilise des turbines miniatures tournant à haute vitesse ou alors pour atteindre des températures relativement basses avec une récupération importante dans l'échangeur interne.

b) Cycles Stirling (fig.5)

Les cycles Stirling sont également appliqués dans les deux sens. Un développement important a été réalisé par Philips dans le domaine des unités cryogéniques jusque dans les années soixantes. Cependant l'effort principal de ces vingt dernières années a surtout porté sur les moteurs visant notamment le remplacement des moteurs à combustion interne. La combustion externe du Stirling aurait dû permettre une pollution moins importante ainsi que des avantages du point de vue vibrations, bruit et capacité d'utiliser des carburants divers. Ces efforts n'ont toutefois pas encore permis de concurrencer les moteurs traditionnels qui ont une longue tradition de perfectionnement.

On assiste néanmoins encore à d'importants efforts pour réaliser les Stirling pour la réfrigération et surtout des cycles combinés à entraînement Stirling et pompe à chaleur Stirling. La densité d'utilisation, en dehors du domaine cryogénique, est extrêmement faible à l'heure actuelle. Compte tenu des pressions de travail importantes (100 à 150 bars) avec des fluides à faible masse molaire (H₂, He), la perspective de développement de concepts à piston libre devrait permettre d'apporter une solution aux traditionnels problèmes de joints affectant les concepts à entraînement par vilebrequin.

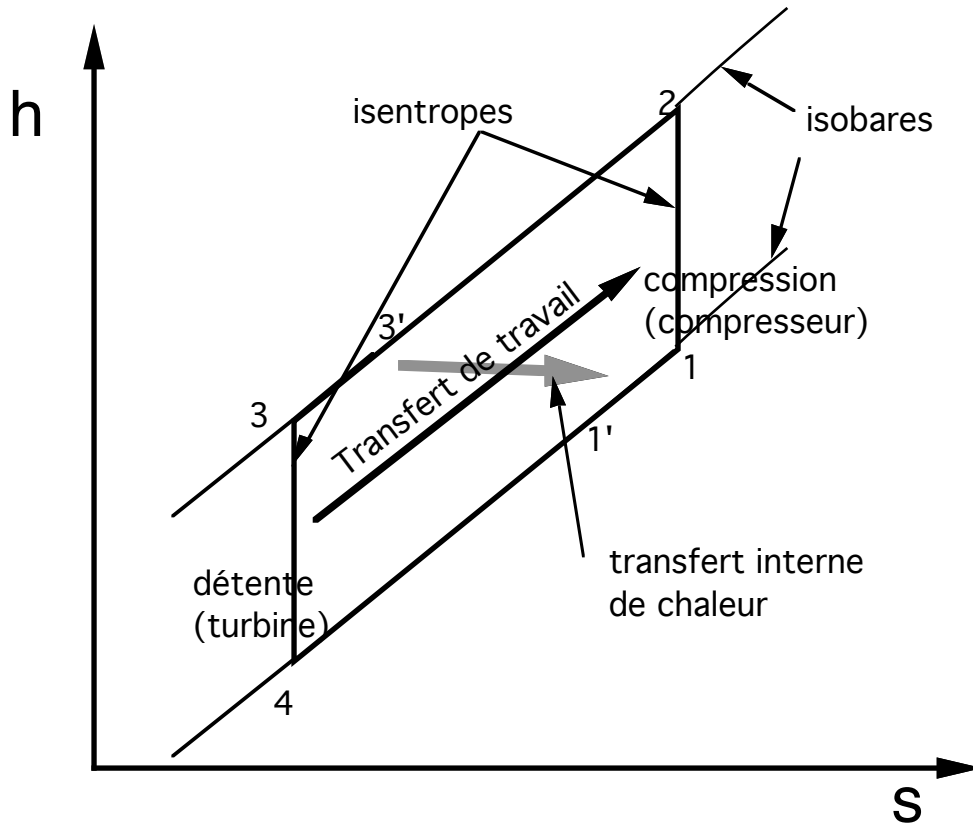


Figure 21 Cycle de Brayton idéal (à gaz)

Calculs de pertes exergetiques et de rendement (rappel)

Les cycles de pompe à chaleur à compression que nous avons considérés jusqu'à maintenant étaient essentiellement idéaux, sans dévalorisation, ni dissipation. En réalité, les cycles réels nécessitent un pincement minimal dans les échangeurs, impliquent une perte de charge dans les conduites de ces mêmes échangeurs et comprennent des compresseurs générateurs de dissipation et, dans une moindre mesure, de dévalorisation sous chute de température. La prise en compte des pertes inhérentes aux installations réelles et la définition des rendements se font le mieux à l'aide de la théorie de l'exergie qui a été vue dans le cadre du cours de thermodynamique (réf 2). Le bilan global peut être mis sous la forme:

$$\sum[\dot{E}^-] + \sum[\dot{E}_q^-] + \sum[\dot{E}_y^-] = \sum[\dot{E}^+] + \sum[\dot{E}_q^+] + \sum[\dot{E}_y^+] - \dot{L} \quad (1.8)$$

où les symboles de sommation des six premiers termes ont été omis et où les exergies ont été choisies de façon qu'elles apparaissent toutes de façon positive.

A titre de rappel, considérons en détail un cycle bi-étagé à économiseur-séparateur et refroidissement tel que représenté à la figure 12c. Appelons CB le compresseur basse pression et CH le compresseur haute pression. Supposons, d'autre part, que le condenseur est refroidi par un réseau d'eau de refroidissement entraîné par une pompe P dont le point d'entrée au condenseur porte le numéro 10 et le point de sortie le numéro 11. Pour fixer les idées, nous admettons que l'évaporateur a pour tâche de maintenir la basse température d'une chambre froide et consiste en une série de tubes passant à l'intérieur de celle-ci.

La puissance consommée au compresseur basse pression est:

$$\dot{E}_{CB}^+ = \frac{\dot{Y}_{CB}^-}{\varepsilon_{CB}} = \frac{\dot{M}_1(h_2 - h_1)}{\varepsilon_{CB}} \quad (1.9)$$

De même, la puissance consommée au compresseur haute pression est:

$$\dot{E}_{CH}^+ = \frac{\dot{Y}_{CH}^-}{\varepsilon_{CH}} = \frac{\dot{M}_{3''}(h_5 - h_{3''})}{\varepsilon_{CH}} \quad (1.10)$$

et pour la pompe du circuit de refroidissement du condenseur:

$$\dot{E}_P^+ = \frac{\dot{Y}_P^-}{\varepsilon_P} = \frac{\dot{M}_{10}(h_{10} - h_{pin})}{\varepsilon_P} \quad (1.11)$$

La puissance totale consommée est donc:

$$\dot{E}^+ = \dot{E}_{CB}^+ + \dot{E}_{CH}^+ + \dot{E}_P^+ \quad (1.12)$$

La chambre froide donne globalement à l'évaporateur une puissance chaleur correspondant à:

$$\dot{Q}_E^+ = \dot{Q}_{produit}^+ + \dot{Q}_{air\ infiltré}^+ + \dot{Q}_{paroi}^+ = \dot{M}_1(h_9 - h_8) \quad (1.13)$$

où le point 9 représente la sortie du réfrigérant de l'évaporateur avant le point 1 représentant l'état à l'entrée du compresseur.

Pertes exergétiques

Conduite d'aspiration, en supposant qu'elle reçoit un flux de chaleur de l'atmosphère par suite d'isolation imparfaite:

$$\dot{L}_s = \dot{E}_{ys}^+ = \dot{M}_1(k_9 - k_1) \quad (1.14)$$

car si la frontière du système passe à l'extérieur de la conduite, l'exergie-chaleur reçue de l'atmosphère est nulle (facteur de Carnot nul). A noter que, bien que recevant de l'énergie-chaleur, la coenthalpie du réfrigérant à l'entrée est supérieure à la coenthalpie de sortie (température inférieure à la température atmosphérique) et la chaleur reçue n'a pas de valeur utile. En fait, dans ce cas, c'est le réfrigérant qui fournit de l'exergie au système. Cette exergie est ensuite entièrement dissipée dans le système, soit sous forme de frottement (pertes de charge), soit par suite de transfert de chaleur avec l'atmosphère.

Groupes moteurs-compresseurs:

$$\dot{L}_{CB} = \dot{E}_{CB}^+ - \dot{E}_{yCB}^- = \dot{E}_{CB}^+ - \dot{M}_1(k_2 - k_1) \quad (1.15)$$

$$\dot{L}_{CH} = \dot{E}_{CH}^+ - \dot{E}_{yCH}^- = \dot{E}_{CH}^+ - \dot{M}_{3''}(k_5 - k_{3''}) \quad (1.16)$$

Condenseur:

$$\dot{L}_C = \dot{E}_{yref}^+ - \dot{E}_{yeau}^- = \dot{M}_{3''}(k_5 - k_6) - \dot{M}_{10}(k_{11} - k_{10}) \quad (1.17)$$

Détendeurs:

$$\dot{L}_{DH} = \dot{E}_{yDH}^+ = \dot{M}_{3''}(k_6 - k_3) \quad (1.18)$$

$$\dot{L}_{DB} = \dot{E}_{yDB}^+ = \dot{M}_1(k_{3'} - k_8) \quad (1.19)$$

Transmetteur interne (économiseur-séparateur):

$$\dot{L}_R = \dot{E}_{yH}^+ - \dot{E}_{yB}^- = \dot{M}_{3''}(k_3 - k_{3''}) - \dot{M}_1(k_{3'} - k_2) \quad (1.20)$$

(ce serait l'inverse si le transmetteur interne était à un niveau de température supérieure à la température atmosphérique)

Evaporateur :

$$\dot{L}_E = \dot{E}_{yE}^+ - \dot{E}_{qE}^- = \dot{M}_1(k_8 - k_9) - \left(\frac{T_a}{T_f} - 1 \right) \dot{Q}_E^+ \quad (1.21)$$

Paroi de chambre froide:

$$\dot{L}_{paroi} = \left(\frac{T_a}{T_f} - 1 \right) \dot{Q}_{paroi}^+ \quad (1.22)$$

Réseau de refroidissement:

$$\dot{L}_{eau} = \dot{E}_P^+ + \dot{E}_{yeau}^+ - \dot{E}_{qa}^- = \dot{E}_P^+ + \dot{M}_{10}(k_{11} - k_{10}) \quad (1.23)$$

Rendement exergétique de l'installation complète de frigopompe:

$$\eta = \frac{\dot{E}_{qproduit}^-}{\dot{E}^+} = \frac{\left(\frac{T_a}{T_f} - 1 \right) \dot{Q}_{produit}^+}{\dot{E}_{CB}^+ + \dot{E}_{CH}^+ + \dot{E}_P^+} \quad (1.24)$$

UNITES THERMOELECTRIQUES

Cette filière est basée sur le principe de l'effet Peltier (ou électrothermique), découvert par Peltier en 1834, en vertu duquel l'application d'un courant continu au travers de deux matériaux différents produit une différence de température. Les métaux utilisés sont des semi-conducteurs. Ces dispositifs sont surtout utilisés pour le refroidissement de composants électronique (CCD caméra, diodes laser, microprocesseurs, etc.). Les unités courantes (fig 22a) comportent souvent deux fines galettes de céramique prenant en sandwich une série de couples de plots de semi-conducteurs p et n.

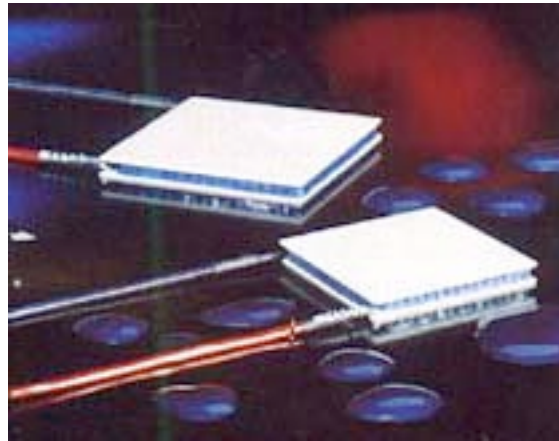


Figure 22a Modules de refroidissement thermoélectriques [Melcor Corp]

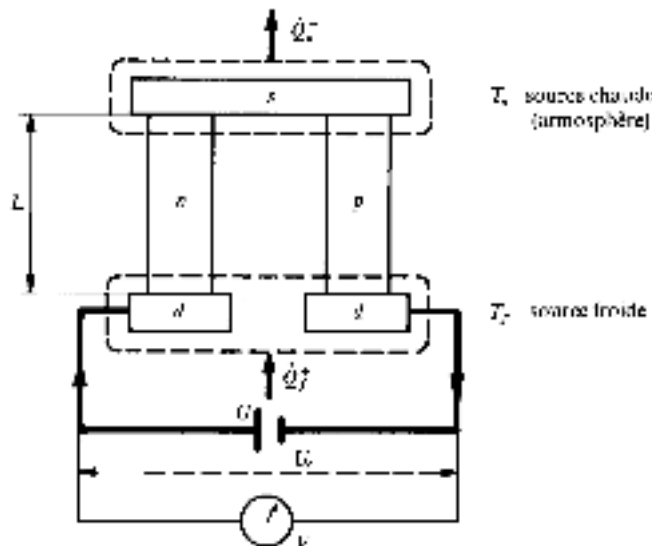


Figure 22b Schéma d'une frigopompe thermoélectrique (pompe à chaleur de réfrigération) [ref 2a]

Les couples thermoélectriques (fig 22b) sont électriquement connectés en série et thermiquement en parallèle. Un module thermoélectrique mono-étagé comporte souvent plusieurs centaines de couples p-n. Pour des différences de température supérieures à 55°C, des modules bi-étagés sont alors à utiliser. Les expressions d'efficacité et de rendement peuvent être trouvées à la référence [2a]. Disons simplement que le rendement exergetique d'une unité de réfrigération monoétagée dans la gamme la plus utilisée, qui est de quelques dizaines à quelques centaines de Watt, est de l'ordre de 6 à 8 %.

FLUIDES FRIGORIGENES¹

Tout corps chimique dont les propriétés sont compatibles avec les exigences des pompes à chaleur, soit pour la réfrigération, soit pour le chauffage, sont, par extension, assimilés à des réfrigérants.

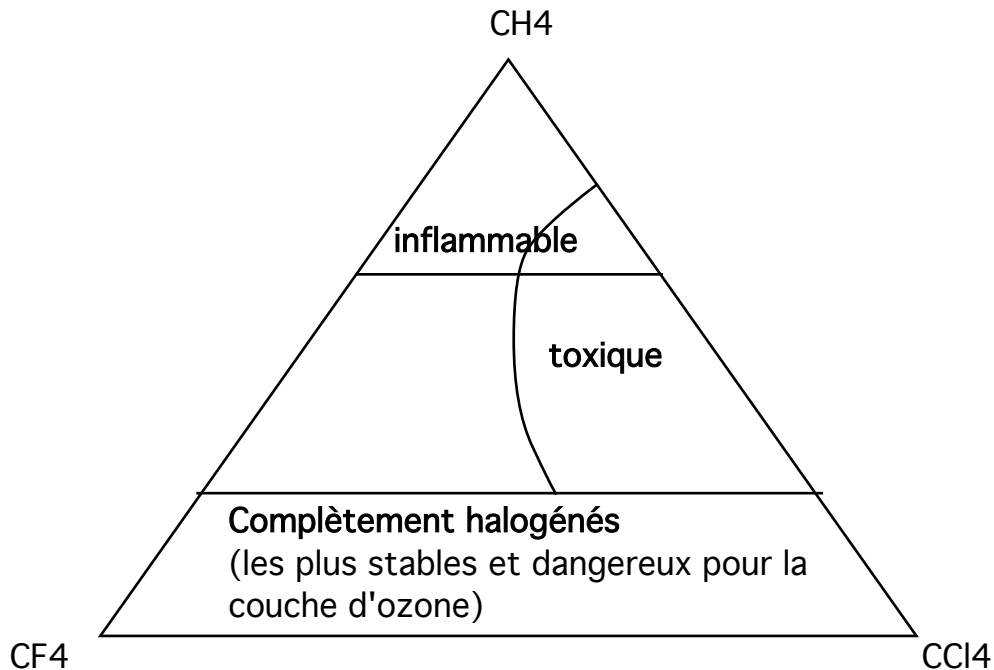


Figure 23 Propriétés générales des composés CFC, HCFC et HFC

Classification

La plupart des réfrigérants connus sont encore souvent classés en fonction d'une norme internationale et appelés selon un code qui comprend la lettre R (ou parfois F) et un chiffre précédé ou suivi occasionnellement d'une lettre. Les principales familles de réfrigérants sont:

- les hydrocarbures halogénés (Chlorofluorocarbures CFC, HCFC ou HFC): correspondent à des molécules d'hydrocarbures, comme principalement le méthane CH_4 et l'éthane C_2H_6 , dans lesquelles on a substitué des atomes du groupe des halogènes (colonne VIIB du tableau périodique: fluor, chlore, brome, etc.) aux atomes d'hydrogène (fig 24). Les hydrocarbures complètement halogénés (désormais les seuls qu'on devrait appeler CFC) sont ceux pour lesquels la substitution est complète, c'est-à-dire qui ne contiennent plus d'hydrogène. D'autres, comme le R22 ou le R123 qui comprennent au moins un atome d'hydrogène sont appelés HCFC. D'autres encore, comme le R134a ou le R125 ne contiennent plus de chlore et sont appelés HFC. Etant donné l'importance

¹ Souvent appelés "réfrigérant" par concision et en traduction libre de l'anglais. Toutefois cette réduction introduit parfois des confusions avec le mot "réfrigérant" parfois utilisé pour caractériser des refroidisseurs (échangeurs de chaleur).

environnementale attachée à ces différentes familles de réfrigérants, la tendance actuelle est de substituer la lettre R trop anonyme par l'abréviation de la famille comme CFC12, HCFC22, HFC134a. Certains effets importants de cette famille des hydrocarbures tout ou partiellement halogénés sont résumés schématiquement en figure 23.

- les hydrocarbures,
- les mélanges azéotropes ou faiblement zéotropes

et les composés inorganiques.

D'autres fluides (organiques non saturés ou dérivés de carbures cycliques) sont occasionnellement cités.

La **règle de classification des CFC, HCFC et HFC** est la suivante:

Lettre R ou l'abréviation de la famille, (nombre d'atomes de carbones-1) , (nombre d'atomes d'hydrogène + 1), (nombre d'atome de fluor), (B et nombre d'atomes de brome s'il y en a).

A noter que s'il n'y a qu'un atome de carbone ou pas de brome on n'indique pas le 0 ou B0.

Exemple:

CFC 114: formule chimique: C_2F_4

CFC 12B1: C_2HBrF_3

HCFC 22: CH_2ClF

Les figures 24a et 24b donnent des listes des réfrigérants avec leur dénomination.

Dans le commerce, les mêmes réfrigérants se retrouvent sous différentes marques avec des dénominations définies par les fabricants. A titre d'exemple nous pouvons citer:

Freon & Suva & Isceon (DuPont) Klea & Arcton (Ineos Fluor)

Frigen (Hoechst), Genetron (Honeywell)

Forane (Arkema), Opta (Tulstar)

Les **mélanges azéotropes** portent des numéros à partir de 500. Exemple:

CFC 502 = mélange de HCFC 22 et de CFC115

Les **mélanges zéotropes (ou non azéotropes)**, qui présentent un glissement en température à pression d'évaporation constante et qui portent des numéros à partir de 400. On trouve notamment dans cette catégorie des remplaçants du R502 comme le R 404A ou du HCFC 22 comme le HFC 407C ou 407B. Dans ces cas le chiffre indique le type de réfrigérants constituant le mélange et la lettre majuscule désigne la ou les concentrations correspondantes.

Les **composés inorganiques** comme l'ammoniac portent le numéro 700 + la masse moléculaire:

Exemples: $NH_3 = 717$, $H_2O = 718$, $CO_2 = 744$

Les fluides organiques dérivés de carbures cycliques correspondent à la dénomination R C chiffre.

Exemple: Octafluorocyclobutane RC318 correspond à la composition: C_4F_8

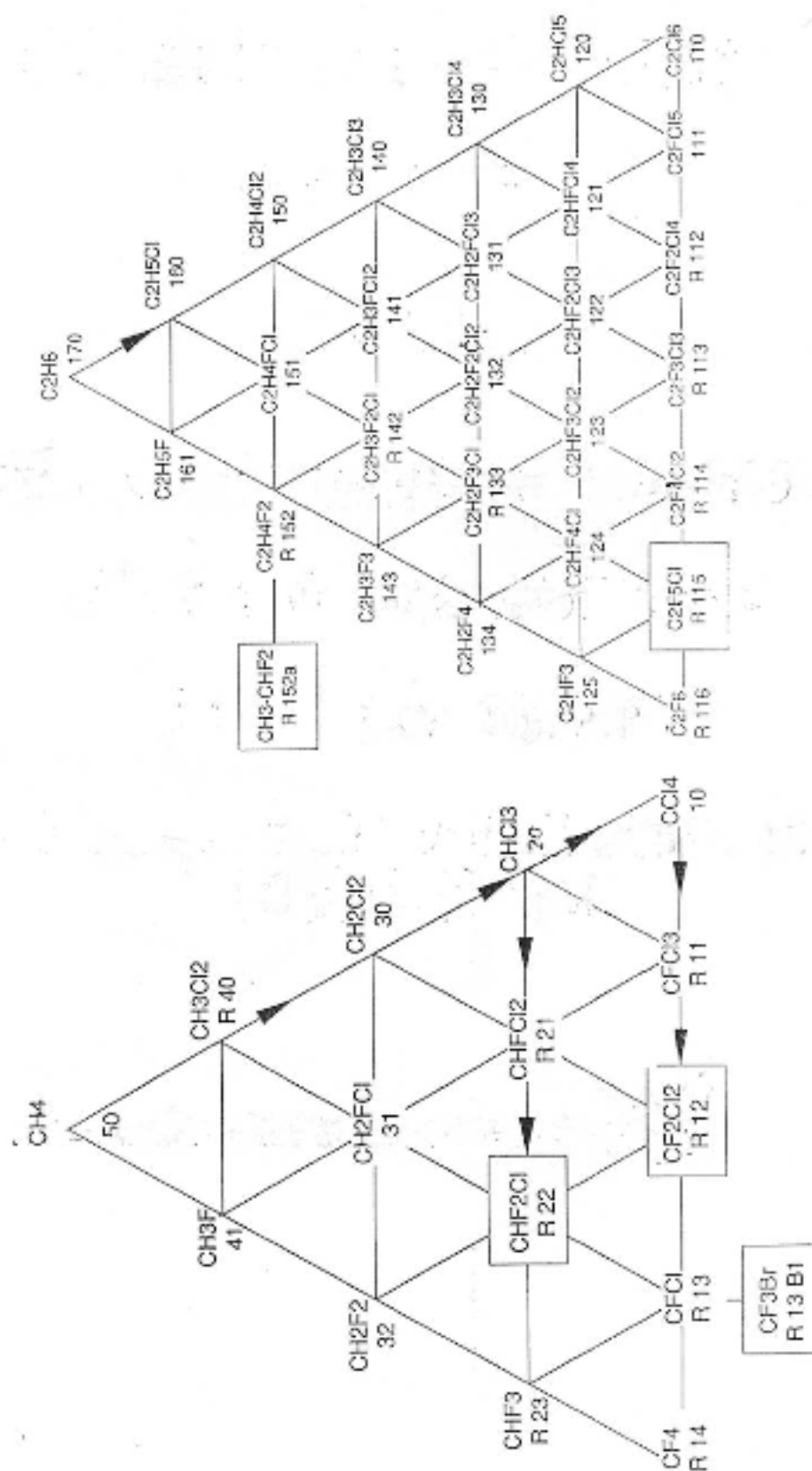


Figure 24 Fluides frigorigènes d'origine méthane ou éthane

Figure 25a Nomenclature de certains fluides frigorigènes

Fluide frigorigène N°	Désignation chimique	Formule chimique	Masse molaire	Fluide frigorigène N°	Désignation chimique	Formule chimique	Masse molaire
Fluides frigorigènes halogénés				R 134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CH ₂ F-CF ₃	102
R 10	Tétrachlorométhane (tétrachlorocarbène)	CCl ₄	153,8	R 140a	1,1,1-trichloroéthane	CH ₃ -CCl ₃	133,4
R 11	Trichloromonofluorométhane	CCl ₃ F	137,4	R 142b	1-chloro-1,1-difluoroéthane	CH ₃ -CClF ₂	100,5
R 12	Dichlorodifluorométhane	CCl ₂ F ₂	120,9	R 143a	1,1,1-trifluoroéthane	CH ₃ -CF ₃	84
R 13	Monochlorotrifluorométhane	CClF ₃	104,5	R 150a	1,1-dichloroéthane	CH ₃ -CHCl ₂	98,9
R 13 B1	Trifluoromonobromométhane	CBrF ₃	148,9	R 152a	1,1-difluoroéthane	CH ₃ -CHF ₂	66
R 14	Tétrafluorométhane (tétrafluorocarbène)	CF ₄	88,0	R 160	Monochloroéthane (chlorure d'éthyle)	CH ₃ -CH ₂ Cl	64,5
R 20	Trichlorméthane (chloroforme)	CHCl ₃	119,4	218	Octafluoropropane	CF ₃ -CF ₂ -CF ₃	188
R 21	Dichlorofluorométhane	CHCl ₂ F	102,9	Flutec PPI	Perfluorohexane	C ₆ F ₁₄	338
R 22	Monochlorodifluorométhane	CHClF ₂	86,5	Carbures d'hydrogène (hydrocarbures)			
R 23	Trifluorométhane	CHF ₃	70,0	R 50	Méthane	CH ₄	16,0
R 30	Dichlorométhane (chlorure de méthylène)	CH ₂ Cl ₂	84,9	R 170	Ethane	CH ₃ -CH ₃	30
R 31	Monochloromonofluorométhane	CH ₂ ClF	68,5	R 290	Propane	CH ₃ -CH ₂ -CH ₃	44
R 32	Difluorométhane	CH ₂ F ₂	52,0	R 600	n-butane	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ -CH ₃	58,1
R 40	Monochlorométhane (chlorure de méthyle)	CH ₃ Cl	50,5	R 600a	Isobutane (2-méthylpropane)	CH(CH ₃) ₃	58,1
R 41	Monofluorométhane (fluorure de méthyle)	CH ₃ F	34,0	R 1150	Ethylène	CH ₂ =CH ₂	28,0
R 50	Méthane	CH ₄	16,0		Benzène	C ₆ H ₆	78,1
R 110	Hexachloroéthane (perchloréthane)	CCl ₃ -CCl ₃	236,8		Toluène	C ₇ H ₈	92,1
R 111	Pentachloromonofluoréthane	CCl ₂ F-CCl ₃	220,3	R 1270	Propylène	CH ₃ -CH=CH ₂	42,1
R 112	1,1,2,2-tétrachlorodifluoroéthane	CCl ₂ F-CCl ₂ F	203,8	Fluides organiques non saturés			
R 112a	1,1,1,2-tétrachlorodifluoroéthane	CClF ₂ -CCl ₃	203,8	R 1112a	1,1-dichlorodifluoroéthylène	CF ₂ =CCl ₂	133
R 113	1,1,2-trichlorotrifluoroéthane	CClF ₂ -CCl ₂ F	187,4	R 1113	Monochlorotrifluoroéthylène	CClF=CF ₂	116,5
R 113a	1,1,1-trichlorotrifluoroéthane	CF ₃ -CCl ₃	187,4	R 1114	Tétrafluoroéthylène	CF ₂ =CF ₂	100
R 114	1,2-dichlorotétrafluoroéthane	CClF ₂ -CClF ₂	170,9	R 1120	Trichloroéthylène	CHCl=CCl ₂	131,4
R 114a	1,1-dichlorotétrafluoroéthane	CF ₃ -CCl ₂ F	170,9	R 1130	1,2-dichloroéthylène	CHCl=CHCl	96,9
R 114 B2	1,2-dibromotétrafluoroéthane	CBrF ₂ -CBrF ₂	259,9	R 1132a	1,1-difluoroéthylène	CH ₂ =CF ₂	64
R 115	Monochloropentafluoroéthane	CClF ₂ -CF ₃	154,5	R 1140	Monochloroéthylène (chlorure de vinyle)	CH ₂ =CHCl	62,5
R 116	Hexafluoroéthane (perfluoroéthane)	CF ₃ CF ₃	138,0	R 1141	Monofluoroéthylène (fluorure de vinyle)	CH ₂ =CHF	46
R 120	Pentachloroéthane	CHCl ₂ -CCl ₃	202,3	Fluides frigorigènes anorganiques			
R 123	2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroéthane	CHCl ₂ -CF ₃	153	R 717	Ammoniac	NH ₃	17
R 124	2-chloro-1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CHClF-CF ₃	136,5	R 744	Anhydride carbonique	CO ₂	44
R 124a	1-chloro-1,1,2,2-tétrafluoroéthane	CHF ₂ -CClF ₂	136,5	R 611	Formiate de méthyle	HCOOCH ₃	60,1
R 125	Pentafluoroéthane	CHF ₂ -CF ₃	120	R 764	Anhydride sulfureux	SO ₂	40,1
R 133a	2-chloro-1,1,1-trifluoroéthane	CH ₂ Cl-CF ₃	118,5	Fluides organiques dérivés de carbures cycliques			
				R C 316	1,2-dichlorohexafluorocyclobutane	C ₄ Cl ₂ F ₆	233
				R C 317	Monochloroheptafluorocyclobutane	C ₄ ClF ₇	216,5
				R C 318	Octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	200
				Mélanges azéotropes			
				R 500	mélange de R 12 et de R 152a	CCl ₂ F ₂ /CH ₃ -CHF ₂	99,29
				R 501	mélange de R 22 et de R 12	CHClF ₂ /CCl ₂ F ₂	93,1
				R 502	mélange de R 22 et de R 115	CHClF ₂ /CClF ₂ -CF ₃	112
				R 503	mélange de R 13 et de R 23	CClF ₂ /CHF ₃	78,5

Figure 25b: Fluides frigorigènes purs parmi les plus considérés

Appellation	composition	point d'ébullition	Tc	Pc	Classe de sécurité	Masse molaire
		°C	°C	bars		
HFC						
R50	CH ₄	-161	-83	46	A3	16
R14	CF ₄	-128	-46	37	A1	88
R23	CHF ₃	-82	26	48	A1	70
R744	CO ₂	-78	31	74	A1	44
R32	CH ₂ F ₂	-52	78	58	A2	52
R125	CHF ₂ CF ₃	-49	66	36	A1	120
R143a	CH ₃ CF ₃	-47	73	38	A2	84
R290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	-42	97	42	A3	44
R717	NH ₃	-33	132	113	B2	17
R134a	CH ₂ FCF ₃	-26	101	41	A1	102
R152a	CH ₃ CHF ₂	-25	113	45	A2	66
R600a	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	-12	135	36	A3	58
R245fa	CF ₃ CH ₂ CHF ₂	15	154	36	B1	134
R718 (eau)	H ₂ O	100	374	220	A1	18
Mélanges zéotropes		concentration massique (%)				
R410A	R32/R125	50/50	71	49	A1	72.6
R507A	R125/R143a	50/50	71	37	A1	98.9
404A	125/143a/134a	44/52/4	72	37	A1	97.6
407C	32/125/134a	23/25/52	86	46	A1	86.2

Capacité de production de froid

Une des caractéristiques primordiales est naturellement la **capacité de production de froid**. Celle-ci dépend de la **température d'évaporation** à pression donnée (référence: atmosphérique) qui permet de séparer les principaux réfrigérants en trois groupes:

- Les fluides à très bas point d'évaporation, du R14 (-128°C) au R32 (-52°C)
- Les fluides à point d'évaporation moyen, du R125 (-49°C) au R134a (-26°C) en passant par le R290 (-42°C) et le R717 (-33.3°C)
- Les fluides à point d'évaporation plus élevé du R600a (-12°C) au R245fa (+15°C)

Une autre caractéristique importante est la relation pression-température qui varie d'un fluide à l'autre et, pour une température d'évaporation du même ordre, influence fortement le **rapport de pression**. Ainsi pour un cycle de -30°C à +30°C le rapport de pression sera de 7 pour le HCFC 22 à comparer avec 10 pour l'ammoniac. L'ammoniac, par contre, a l'avantage d'avoir une **chaleur latente de vaporisation** de l'ordre de six fois plus grande que le HCFC 22. Pour les compresseurs volumétriques, Il est généralement souhaitable d'avoir un **volume massique faible des vapeurs** qui permet de limiter la taille des compresseurs, ce qui est important surtout pour les compresseurs à piston. L'inverse est généralement vrai pour les compresseurs dynamiques (centrifuges) pour lesquels il est important d'avoir un volume aspiré le plus élevé possible pour ne pas imposer une taille de roues trop petite et devant tourner à trop haute vitesse (voir chapitre compresseur).

Pour un usage donné, le rapport de pression et le rapport des chaleurs spécifiques donneront, en première approximation, l'ordre de grandeur de la température finale par étage de compression (nous travaillons près de la courbe de saturation où l'approche gaz parfait n'est que très approchée).

La **pente de la courbe de saturation** (fig 26-27) du côté vapeur peut également être importante pour certains compresseurs comme les compresseurs à piston ou centrifuges si de la condensation peut se produire en cours de compression.

La paire de paramètres **rapport de chaleurs spécifiques** et **masse molaire** est importante pour déterminer la vitesse du son qui conditionne les vitesses de rotation et le nombre d'étages des compresseurs dynamiques (centrifuges) ou les fuites internes et donc la vitesse optimale des compresseurs volumétriques rotatifs.

Les **caractéristiques thermophysiques** (viscosité, conductivité thermique, etc) jouent également leur rôle sur le choix du réfrigérant. A échangeur égal, les fluides seront d'autant plus intéressants que leur viscosité sera faible et leur coefficient de conductivité élevé. A cet égard, l'ammoniac possède de bonnes caractéristiques comparé aux CFC ou HCFC.

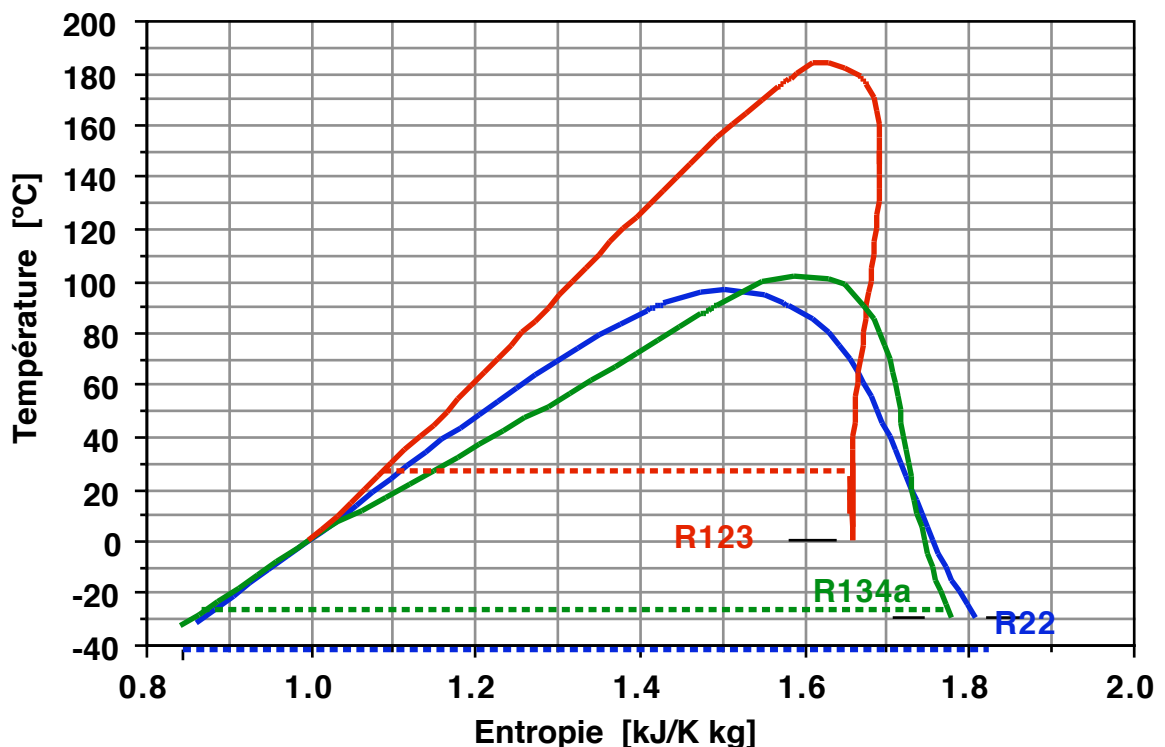


Figure 26 Courbes de saturation des réfrigérants CFC134a, HCFC123 et HCFC22 (diagr T-s)

Matériaux et stabilité chimique

Le réfrigérant devrait être parfaitement **inerte et stable** chimiquement par rapport aux différents constituants du circuit frigorifique et ce, à tous les niveaux de température atteints en cours des séquences de fonctionnement. Cette remarque concerne à la fois les matériaux (métaux, joints), l'huile de lubrification et les polluants éventuels.

En général, les CFC sont très stables bien que leur stabilité soit légèrement affectée par les métaux et les huiles à partir d'une certaine température (de l'ordre de 1% de décomposition par année pour des températures variant entre 80 et 150°C). Les HCFC et HFC sont généralement un peu moins stables. Le taux de décomposition augmente encore en présence d'autres contaminants (air, eau, etc.) et c'est la raison pour laquelle il est conseillé de mettre tout en oeuvre pour avoir un circuit parfaitement propre au moment de la charge de réfrigérant. Il est conseillé d'éviter l'usage du magnésium, du zinc, du plomb et des alliages d'aluminium à plus de 2% de magnésium en présence de CFC halogénés [réf. 10].

Les CFC ont tendance à faire gonfler les élastomères et les plastiques des joints notamment . Il convient de se renseigner auprès du fournisseur pour le choix des joints correspondant à chaque fluide. En général le PTFE (téflon) est l'un des produits les moins sensibles.

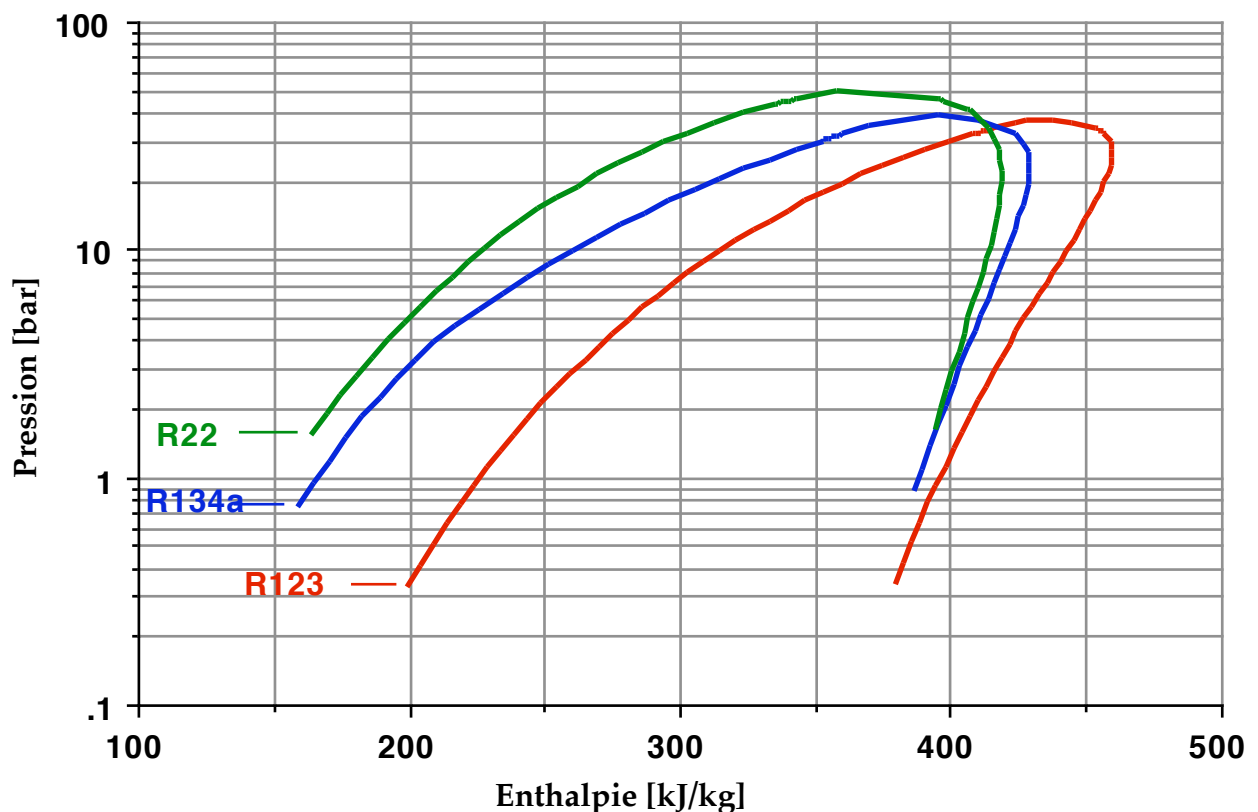


Figure 27 Courbes de saturation des réfrigérants HFC134a, HCFC123 et HCFC22 (diagr. LogP-h)

L'ammoniac ne pose pas de problèmes de stabilité à l'exception du contact avec le cuivre ou les alliages cuivrés qui doit absolument être évité.

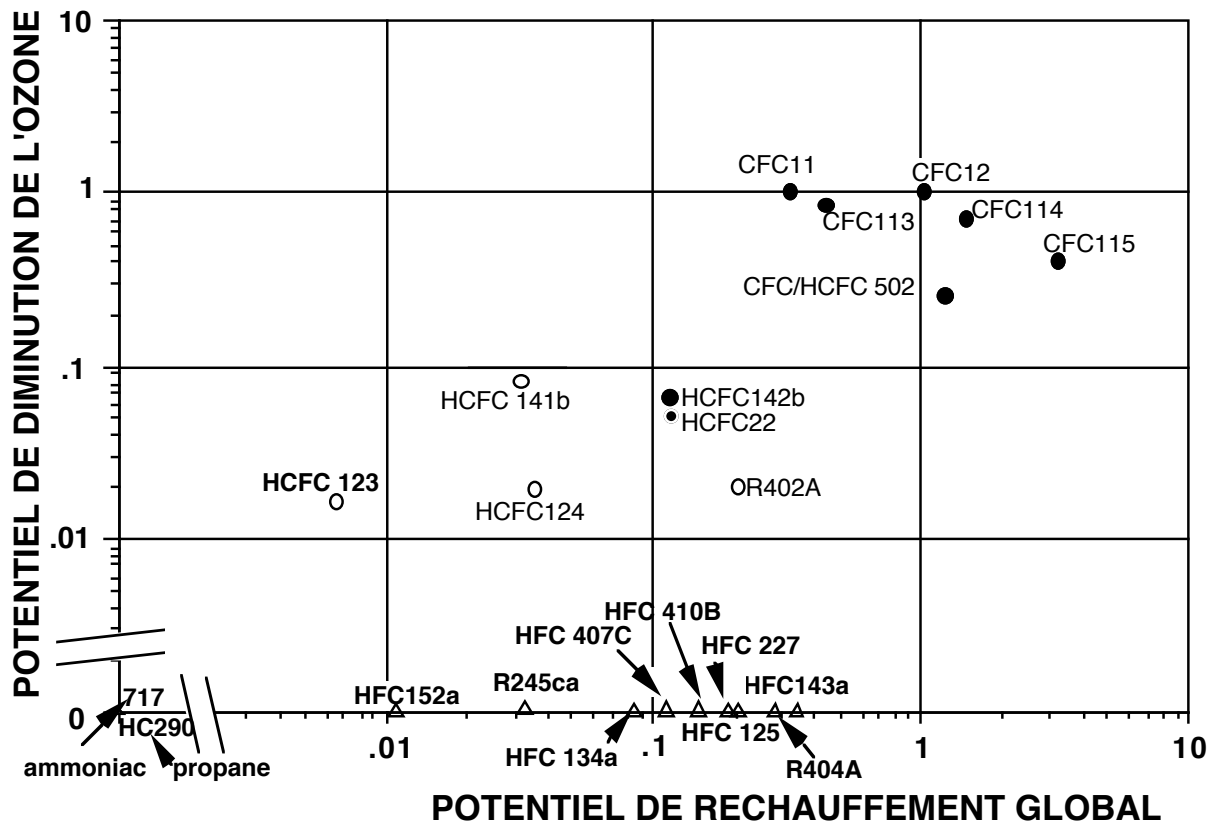


Figure 28 Caractérisation des principales atteintes à l'environnement global des fluides frigorigènes.

Toxicité

Il est souhaitable de distinguer entre la **toxicité directe** par contact ou inhalation directe par l'homme ou les animaux et la **toxicité indirecte** qui a trait à l'altération des produits en contact ou l'impact sur l'environnement en général.

A ce jour la toxicité directe est relativement bien classifiée pour les fluides frigorigènes mais une classification de la toxicité indirecte est encore très embryonnaire et n'est introduite que par suite du problème de l'attaque de la couche d'ozone.

En ce qui concerne la toxicité directe seulement, il existe plusieurs classification. Selon la première donnée en fig 29, les fluides frigorigènes ont été divisés en six groupes de toxicité décroissante avec quelques sous-groupes sur la base d'expériences sur cobayes.

- Groupe 1: mort ou lésions graves après 5 minutes dans une ambiance à 0.5 à 1% en volume de gaz (ex.: anhydride sulfureux SO_2)
- Groupe 2: même effets après 30 min d'exposition à 1% (ex.: NH_3)
- Groupe 3: mêmes effets après 60 min à 2 ou 2.5%
- Groupe 4: mêmes effets après 120 min. à 2 ou 2.5%
- Groupe 5: moins toxiques que 4 (a = R11, R22, R502; b = R600, R170, R290)
- Groupe 6: Pas de lésions apparentes après 120 min à 20% (R12, R13, R114)

figure 29 Propriétés physiologiques des fluides frigorigènes

Groupe de toxicité	Concentration en % du volume dans l'air	Effet sur l'organisme	au bout d'un temps de	Formule chimique	Désignation chimique
1	0,5 – 1	mortel	5 minutes	SO ₂	Anhydride sulfureux
2	0,5 – 1	mortel	30 minutes	NH ₃ CH ₃ Br	Ammoniac, Bromure de méthyle
3	2 – 2,5	mortel ou lésions	1 heure	CHCl ₃	Chloroforme
		irréversibles		CCl ₄	Tétrachlorure de carbone
4	2 – 2,5	mortel ou lésions irréversibles	2 heures	CH ₃ Cl	Chlorure de méthyle
				C ₂ H ₂ Cl ₂	Dichloréthylène
				C ₂ H ₅ Br	Bromure d'éthyle
5	beaucoup moins toxique que le groupe 4, mais un peu plus toxique que le groupe 6			CO ₂	R 744
				CCl ₃ F	R 11
				CHClF ₂	R 22
				C ₂ Cl ₃ F ₃	R 113
				CCl ₂ F ₂ / CH ₃ -CHF ₂	R 500
				CHClF ₂ / C ₂ ClF ₅	R 502
6	jusqu'à 20	pas d'action spécifique	2 heures	CCl ₂ F ₂	R 12
				CClF ₃	R 13
				CBrF ₃	R 13 B1
				C ₂ Cl ₂ F ₄	R 114
				C ₂ ClF ₅	R 115
				C ₄ F ₈	R C 318

Ces classifications n'incluent pas tous les facteurs comme **l'inflammabilité et les dangers d'explosion** (fig 30). Certains auteurs (ref. 10) signalent que les dérivés halogénés peuvent à certaines concentrations avoir un effet narcotique plus ou moins dangereux ne permettant plus à la personne exposée de réaliser la menace. D'autre part, en présence de flamme, les composés halogénés peuvent émettre du phosgène (COCl_2) qui est un gaz très toxique puisqu'une concentration de 2 à 5 dix millièmes provoquent la mort en quelques instants. Il convient donc d'éviter les flammes: chalumeau, torches, cigarettes, etc. Cette affirmation doit cependant être nuancée car le niveau de température de flamme est déterminant et il existe sur le marché un système à base de flamme pour détecter les fuites de CFC.

Une autre classification (utilisée en fig 25b), qui prend en compte le degré d'inflammabilité, est la classification ASHRAE (standard 34) qui divise les fluides frigorigènes aussi en six groupes (A de 1 à 3 et B de 1 à 3). Les fluides du groupe A1 sont les moins dangereux et ceux du groupe B3 les plus dangereux. Pour les fluides de la classe A, la toxicité n'a pas été identifiée à des concentrations inférieures à 400 ppmvolume, alors que pour la classe B il y a évidence de toxicité en-dessous de cette limite des 400ppmvolume. Le nombre additionnel indique le degré d'inflammabilité avec:

- Classe 1: Pas de propagation de flamme dans l'air à 21°C et 1 bar
- Classe 2: Limite inférieure d'inflammation supérieure à 0.1 kg/m³ à 21°C et 1 bar et pouvoir énergétique inférieur à 19000 kJ/kg.
- Classe 3: hautement inflammable avec une limite d'inflammation inférieure à 0.1kg/m³ ou un pouvoir énergétique supérieur à 19000 kJ/kg

L'ammoniac est dangereux pour l'homme à des concentrations de 2.5 à 4.5 millièmes au bout de 30 à 60 minutes. Il est heureusement détectable par l'odorat à des proportions beaucoup plus faibles encore (5ppm).

Miscibilité à l'huile minérale

Une règle dit que la miscibilité à l'huile décroît avec une augmentation pondérale de fluor dans le fluide frigorigène. D'après cette règle le R13 a de très mauvaises propriétés de miscibilités, le R22 et le R114 sont partiellement miscibles en fonction de la température et le R12,R11,R113 sont complètement miscibles.

	% en volume du gaz dans l'air	g/m ³	Temps d'ignition °C
Ammoniac	13,0 – 27,0	92 – 190	651
Anhydride carbonique	–	–	inflammable
Anhydride sulfurique	–	–	inflammable
Butane	1,6 – 6,5	39 – 158	430
Chlorure d'éthyle	3,7 – 14,0	100 – 375	519
Chlorure de méthyle	8,1 – 17,2	170 – 360	632
Ethane	3,1 – 15,0	39 – 190	530
Ether	2,0 – 15,4	60 – 480	190
Ethylène	3,8	48	540
R12, 13, 22, 134a, 123, etc	–	–	incombustibles

Figure 30 Limites d'explosivité et températures d'inflammation des principaux fluides frigorigènes (réf.9)

Les huiles minérales ou alkylbenzène classiques ne sont pratiquement pas solubles dans les nouveaux réfrigérants de type HFC comme le HFC134a ou les mélanges de HFC

(404,407,408,410,etc.). Ces derniers requièrent l'utilisation d'huiles ester qui sont disponibles dans une large gamme de viscosités mais sont très hydrophiles ce qui implique des précautions de stockage et de remplissage. Le remplacement de réfrigérants CFC ou HCFC par des HFC dans des installations existantes implique un nettoyage soigné de l'installation afin d'en éliminer au mieux les traces d'huile minérale.

Depuis peu, il existe des huiles miscibles, voire solubles, avec l'ammoniac ce qui ouvre des perspectives d'emploi de ce réfrigérant dans des petits systèmes à détente directe et faible charge en réfrigérant.

Atteintes à la couche d'ozone stratosphérique et réchauffement global

En 1974, Rowland et Molina ont émis l'hypothèse que les CFC, à cause de leur grande stabilité, pouvaient au fil des ans migrer dans l'atmosphère jusqu'à atteindre la couche d'ozone stratosphérique (surtout les zones entre 15 et 30 km)¹. Sous l'effet des rayons ultraviolets, ces molécules halogénées se décomposent en libérant leur chlore qui se combine avec l'ozone en détruisant ainsi progressivement cette couche protectrice de notre planète. Etant donné que ce phénomène n'attire l'attention que depuis relativement peu de temps, il fait l'objet de mesures redoublées et il convient de prendre les mesures effectuées avec prudence.

L'accroissement des trous (ou plutôt des diminutions de concentration) de la couche d'ozone détecté dans la région des pôles et les mesures faites corrélant un accroissement de teneur en chlore avec une diminution d'ozone semblent valider cette hypothèse qui est de moins en moins contestée sur le plan scientifique.

Le potentiel de destruction de l'ozone est le plus grand avec les molécules complètement halogénées CFC ou contenant du brome. Il semble que le principal inconvénient de ces molécules soit ce qui était précédemment considéré comme leur avantage, à savoir leur trop grande stabilité. Les molécules contenant un atome d'hydrogène HCFC sont moins stables, tendent à se décomposer dans les basses couches de l'atmosphère et sont ainsi apparemment moins susceptibles d'endommager la couche d'ozone. Une des tentatives actuelles est de concevoir des réfrigérants dérivés du méthane ou de l'éthane moins stables, contenant un ou plusieurs atomes d'hydrogène et si possible pas de chlore. Idéalement, ces molécules devraient avoir des caractéristiques de réfrigération (température d'évaporation, volume massique des vapeurs, chaleur latente, pression) proches de celles des réfrigérants actuels. Des réfrigérants de substitution aux réfrigérants CFC sont actuellement identifiés (HCFC123, HFC134a,etc.) et disponibles (fig.28). Malheureusement les plus récentes mesures confirmant les atteintes à la couche d'ozone tendent à inciter à un remplacement plus rapide que prévu des HCFC également même si leur potentiel de diminution de la couche d'ozone est déjà considérablement plus faible. Aucun des réfrigérants de substitution cités ci-dessus ne sont

¹ La couche d'ozone stratosphérique avec une concentration d'ozone élevée entre 15 et 30 km, et qui nous préserve d'une grande partie du rayonnement ultra-violet solaire, n'est pas à confondre avec l'ozone de surface ou troposphérique qui est toxique et résulte d'une combinaison de polluants tels que les oxydes d'azote et les hydrocarbures imbrûlés. La formation d'ozone troposphérique est induite par le rayonnement solaire et est particulièrement évidente par belles journées d'été.

inflammables. Les incidences sur l'efficacité de réfrigération ou de chauffage résultant de cette substitution de réfrigérant sont variables, avec souvent une légère diminution de performance. La figure 32 permet une première approche de comparaison sur la base d'un cycle standard avec une efficacité de compression de 70 %. Etant donné que les autres critères de conception sont souvent tout aussi importants, il convient parfois de relativiser l'importance du réfrigérant comme le montre la figure 33 portant sur des essais de plusieurs thermopompes vendues sur le marché suisse.

Un protocole international, dit de Montreal, renforcé à deux reprises à Londres puis à Copenhague en automne 92 prévoit une diminution rapide de la production des CFC et la figure 34 donne une évaluation de l'évolution de la concentration de CFC dans l'atmosphère en fonction de scénarios de production. Le problème est jugé suffisamment aigu pour que de nombreux pays exigent une action encore plus rapide visant à prévoir l'élimination progressive des HCFC.

Selon une récente étude des nations unies les atteintes à la couche d'ozone se traduisent par un accroissement du rayonnement ultra-violet à la surface de la terre qui a les effets suivants:

- Formation photochimique d'ozone troposphérique et d'aérosols acides, d'où une pollution de l'air et des pluies acides susceptibles d'endommager la végétation et de provoquer des maux respiratoires et des problèmes cardiaques.
- D'autres atteintes plus ou moins directes à la santé humaine telles que, des atteintes au système immunitaire, à la vue (cataracte et cécité) et des risques de cancer de la peau.
- Endommagement des matériaux (peintures, plastiques, caoutchoucs, etc.)
- Atteintes biologiques à la chaîne alimentaire (production végétale réduite sur terre et atteintes à la croissance du plancton en mer)

Tous les CFC, à l'instar du gaz carbonique ou des hydrocarbures comme le méthane, ont tendance à réfléchir ou à absorber les rayons infrarouges et contribuent donc également au réchauffement global (effet de serre). Les estimations de la contribution relative des CFC au réchauffement global varient selon les sources et pourraient être de l'ordre de 15 à 25 %. Selon certains auteurs (réf.20), l'effet de réchauffement global du méthane et de ses dérivés est d'autant plus effectif qu'il absorbe le rayonnement dans une fenêtre de longueur d'onde jusqu'ici peu affectée. La figure 28 résume la situation des réfrigérants par rapport à ces deux effets. Les deux critères choisis, potentiel de diminution de l'ozone et potentiel de réchauffement global, sont des critères relatifs au R12 et tiennent compte notamment de la durée de vie du réfrigérant en question.

Une étude récente a montré que pour toutes les unités de réfrigération dites hermétiques (ex frigo domestique), l'effet de réchauffement global résultant d'une vidange de la charge à l'atmosphère en fin de vie (15 ans) représente une proportion relativement faible par rapport au gaz carbonique résultant de la production de l'électricité consommée sur la même période (en se basant sur un mix de production américain). Compte tenu du fait que le réfrigérant peut et devrait être récupéré sur les unités allant à la casse, l'efficacité reste donc un critère essentiel de progrès. A noter les échelles de temps importantes qui sont en jeu tant pour le réchauffement global que pour les atteintes à la couche d'ozone.

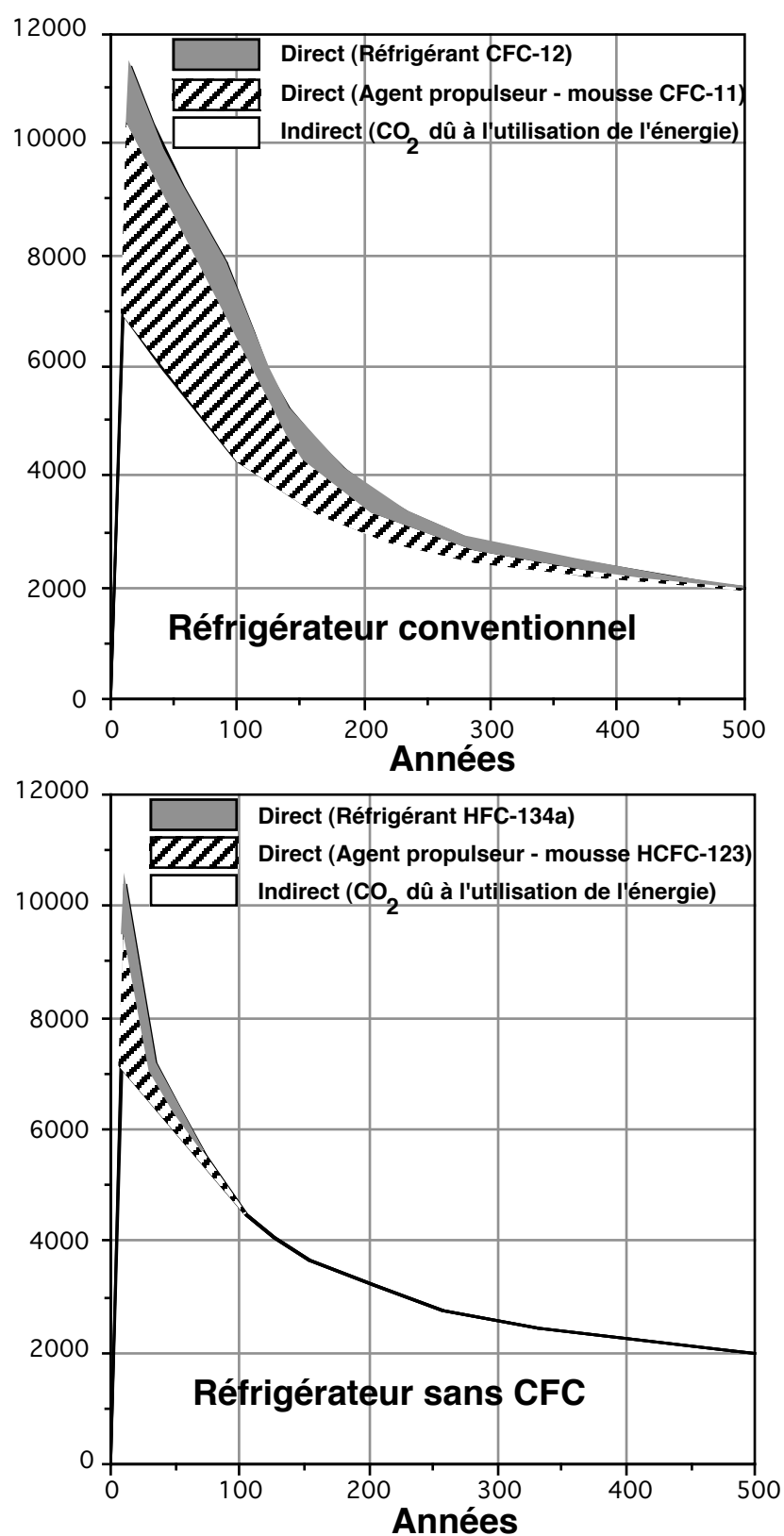


Figure 31 Comparaison de l'effet normalisé total de blocage du rayonnement (réchauffement global) de deux réfrigérateurs. L'unité utilisée en ordonnée est le TEWI (Total Equivalent Warming Impact) ([27])

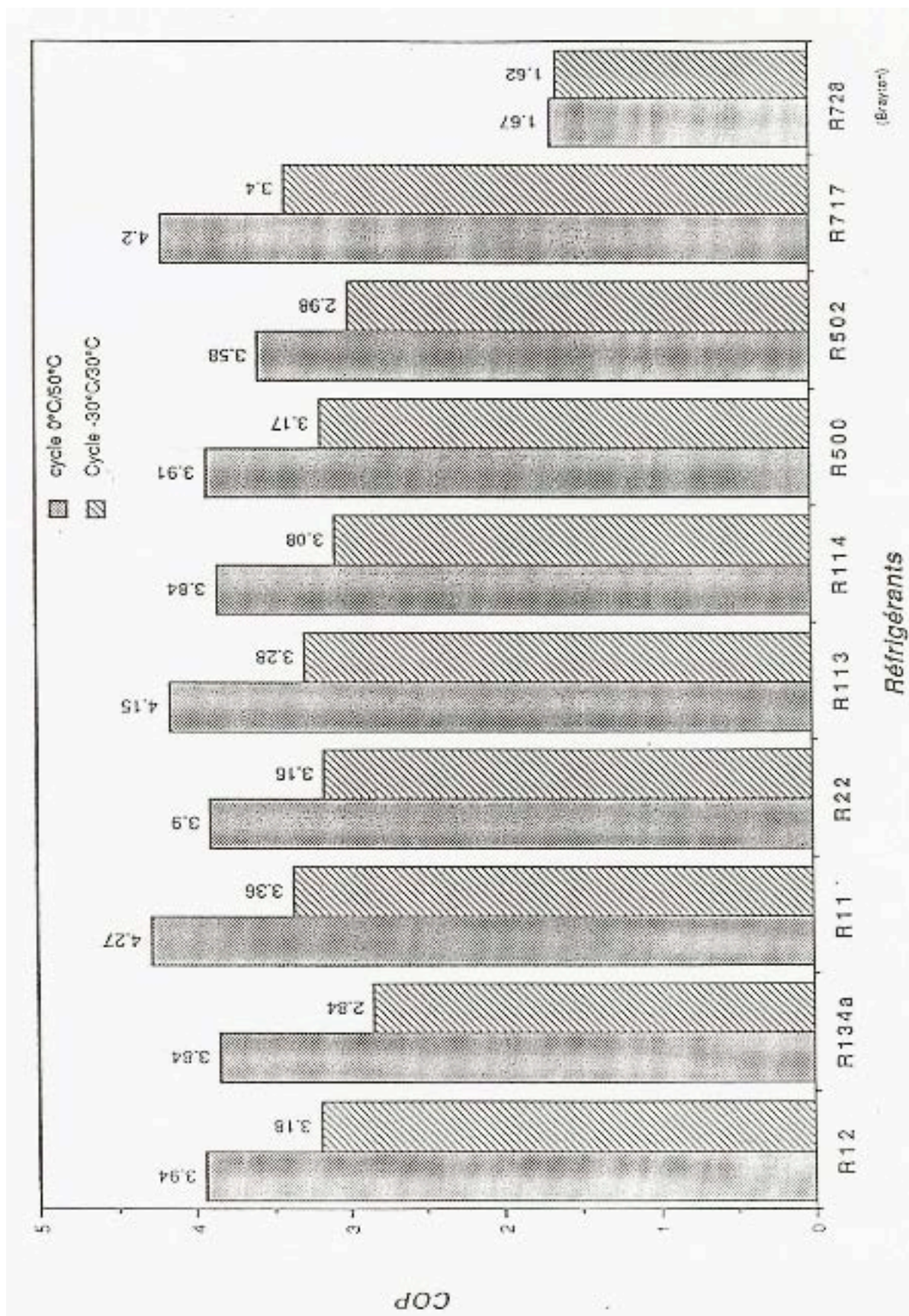


Figure 32 Comparaison entre fluides frigorigènes (réfrigérants) de l'efficacité de chauffage pouvant être obtenue à l'aide d'un cycle standard et un rendement de compresseur de 70%

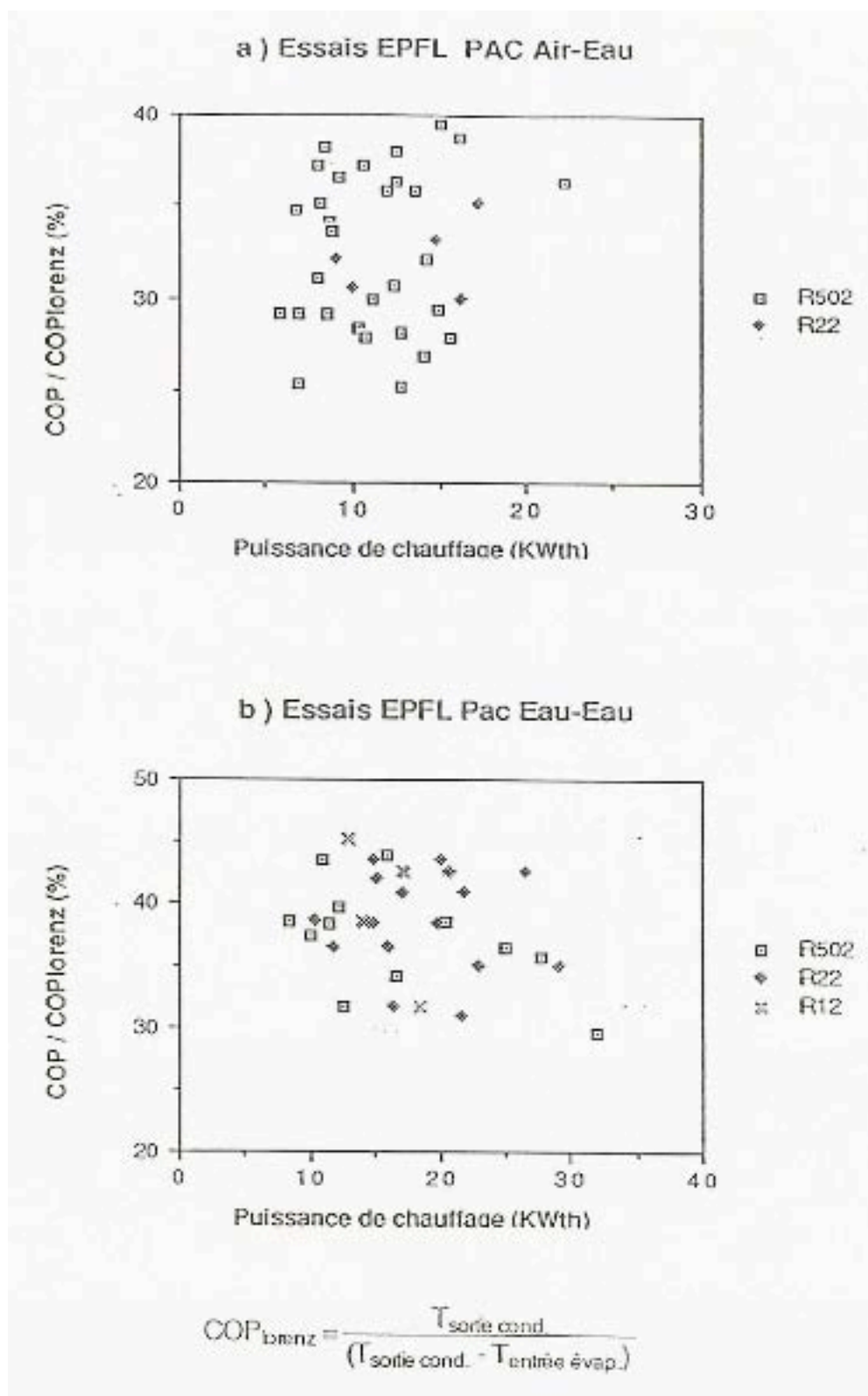


Figure 33 Comparaison entre les performances de thermopompes, distribuées sur le marché suisse dans le années 80, en fonction du fluide frigorigène (mesures LTE-EPFL).

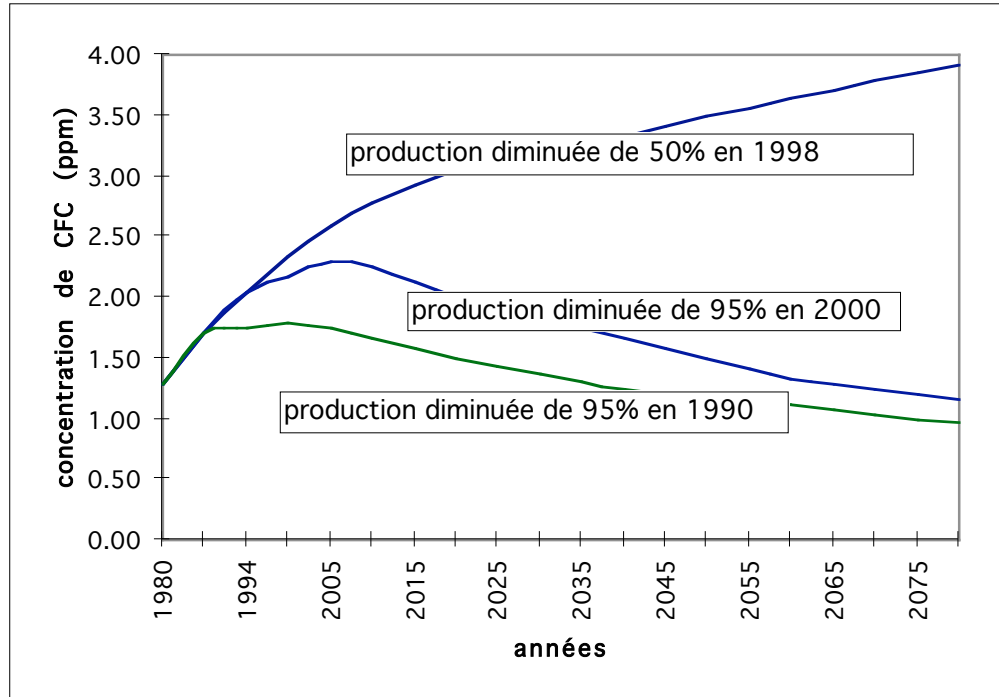


Figure 34 Scénarios de concentration de CFC dans l'atmosphère (réf. 13).

Equations d'état

Bien que les diagrammes thermodynamiques et les tables soient encore fréquemment utilisés, les méthodes modernes passent par l'utilisation de l'ordinateur en faisant appel à des routines de calcul des propriétés thermodynamiques. Dans tous les cas, ces propriétés sont calculées sur la base de l'équation d'état du fluide considéré et de nombreuses formes d'équations d'état généralement de type cubique telles que ci-dessous ont été proposées (voir ref [2a], chapitre 5):

$$P = \frac{\tilde{r}T}{\tilde{v} - b} - \frac{a}{\tilde{v}^2 + ub\tilde{v} + wb^2}$$

Figure 35 : Constantes valables pour quatre des équations d'état cubiques. [tabl 5.3 ref2a]

Equation	b	a		w
Van der Waals	$\frac{\tilde{r}T_c}{8P_c}$	$\frac{27 \tilde{r}^2 T_c^2}{64 P_c}$	0	0
Redlich-Kwong (5.113)	$\frac{0.08664 \tilde{r}T_c}{P_c}$	$\frac{0.42748 \tilde{r}^2 T_c^{2.5}}{P_c T_c^{1/2}}$	1	0
Soave (5.114)	$\frac{0.08664 \tilde{r}T_c}{P_c}$	$\frac{0.42748 \tilde{r}^2 T_c^2}{P_c} [1 + f(\omega)(1 - T_c^{1/2})]^2$ avec $f(\omega) = 0.48 + 1.574\omega - 0.176\omega^2$	1	0
Peng-Robinson (5.115)	$\frac{0.07780 \tilde{r}T_c}{P_c}$	$\frac{0.45724 \tilde{r}^2 T_c^2}{P_c} [1 + f(\omega)(1 - T_c^{1/2})]^2$ avec $f(\omega) = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.266992\omega^2$	2	-1

Aucune formulation n'est précise dans tous les domaines et il convient d'être attentif aux domaines de validité de chaque type d'équation. Pour les réfrigérants CFC ou HCFC, l'équation dite de Martin-Hoo parfois légèrement modifiée, est aussi utilisée :

$$P = \frac{rT}{v-b} + \frac{A(2) + B(2)T + C(2) [\mu \exp(-kT/T_c) + v/T^3]}{(v-b)^2} +$$

$$\frac{A(3)+B(3)T+C(3)\exp(-kT/T_c)}{(v-b)^3} + \frac{A(4)+B(4)T+C(4)[\mu \exp(-kT/T_c) + v/T^3]}{(v-b)^4} +$$

$$\frac{A(5) + B(5)T + C(5) \exp(-kT/T_c)}{(v-b)^5} + \frac{A(6) + B(6)T + C(6) \mu \exp(-kT/T_c)}{\exp(av)[1 + C' \exp(av)]}$$

Les différents coefficients ont été établis sur une base expérimentale (réf. 7) et la plupart des interfaces de programmes actuels (ref. 19) permettent des entrées et résultats en unités SI.

Deux équations supplémentaires permettent de compléter les informations découlant de l'équation d'état à savoir:

a) la masse volumique du réfrigérant liquide qui, en première approximation, est essentiellement dépendante de la température:

$$\rho_L = RL(1) + RL(2)(1 - T/T_c)^{1/3} + RL(3)(1 - T/T_c)^{2/3} + RL(4)(1 - T/T_c)$$

$$+ RL(5)(1 - T/T_c)^{4/3} + RL(6)(1 - T/T_c)^{1/2} + RL(7)(1 - T/T_c)^2$$

b) la chaleur spécifique de référence à pression nulle (phase gazeuse) qui est fréquemment utilisée dans les programmes:

$$C_v^0 = ACV(1) + ACV(2)T + ACV(3)T^2 + ACV(4)T^3 + ACV(5)/T^2$$

Dans le cas de fluides nouveaux et pour lesquels il n'existe pas encore de coefficients empiriques, une généralisation d'une autre équation d'état, l'équation de Lee-Kesler qui ne fait intervenir que quelques coefficients basés sur des considérations physiques et chimiques donne fréquemment de bons résultats (réf.2a, 11, 12).

Mélanges de fluides frigorigènes

Les états thermodynamiques des mélanges binaires (deux différents fluides frigorigènes) peuvent être partiellement représentés dans un diagramme (pression, concentration, température) tel que représenté à la figure 36a. Dans chaque plan à température constante ou à pression constante, la courbe de saturation liquide (courbe de bulle) et la courbe de saturation vapeur (courbe de rosée) forment une lentille et se rejoignent aux extrémités qui correspondent aux substances pures de l'un ou de l'autre fluide frigorigène. x_i et y_j sont souvent utilisés pour caractériser la concentration massique du constituant i , respectivement du constituant j . Si, dans le diagramme température - concentration, correspondant à une pression donnée (fig 36b), un mélange x_{i0} liquide est chauffé, la première apparition de bulles de vapeur correspond au point 1. Cette vapeur est fortement concentrée en fluide frigorigène le plus volatile du mélange et son point représentatif est le point 7. Si le chauffage se poursuit, le liquide s'appauvrit progressivement en fluide frigorigène le plus volatile et son point représentatif évolue le long de la courbe de bulle jusqu'au point 5, tandis que la vapeur se

charge progressivement en fluide frigorigène moins volatile pour atteindre le point 2 lorsque la dernière goutte de liquide se vaporise. La concentration au point 2 correspond naturellement à la concentration du point 1. Un chauffage complémentaire permettrait de surchauffer la vapeur de mélange dont la concentration ne varie naturellement plus. Pendant toute la phase d'évaporation, la température augmente et produit ce qu'on appelle un glissement de température qui est exploité dans les cycles de Lorenz vus précédemment.

Les équations relatives aux propriétés des mélanges sont données en annexe.

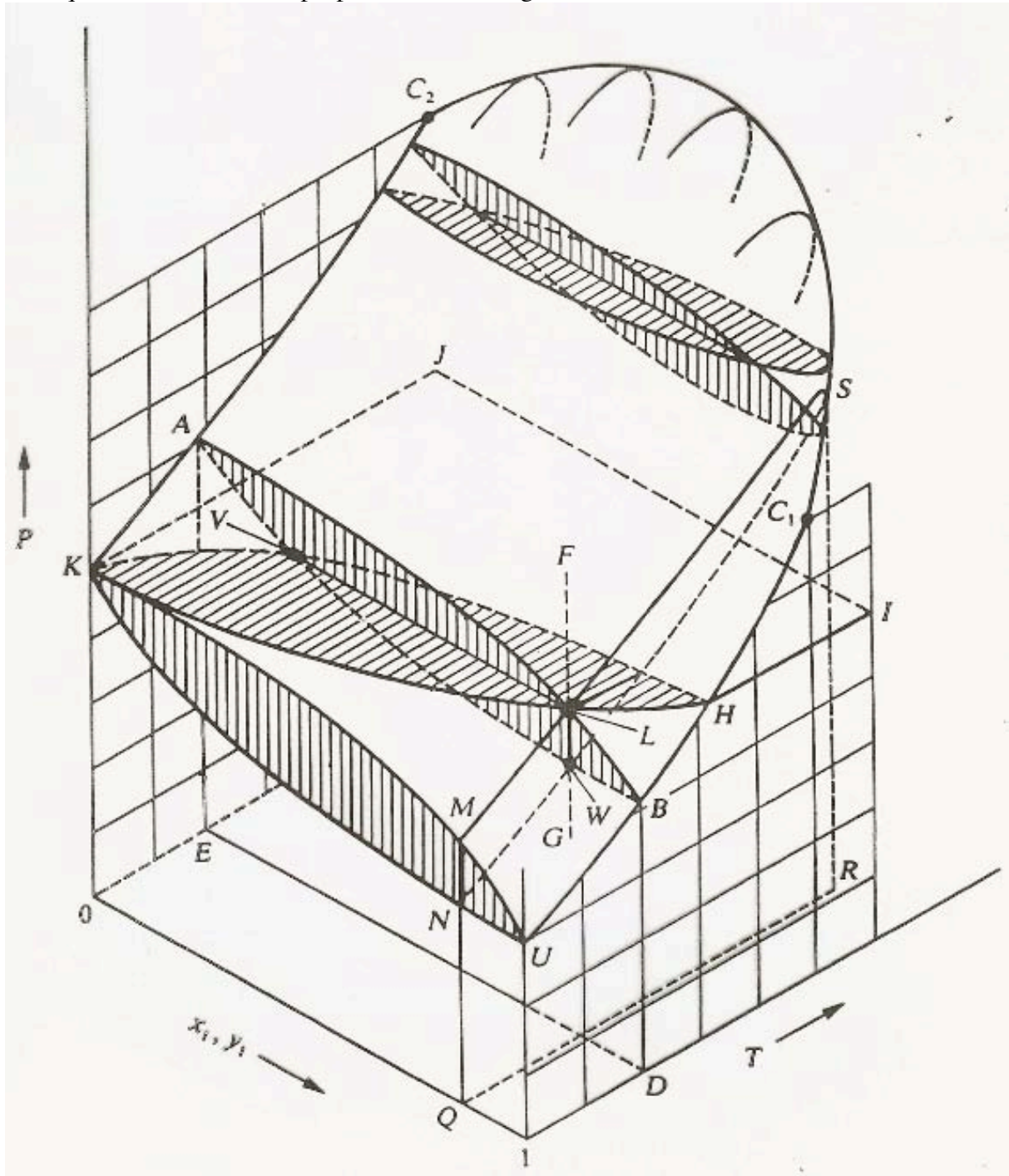


Figure 35 Diagramme (pression, concentration, température) d'un mélange binaire

Mélanges azéotropes

Dans certains cas de mélanges, la courbe de vapeur saturée peut se rapprocher de la courbe de liquide saturé et avoir un point commun pour une concentration précise (fig. 37). Pour cette concentration et pratiquement dans la plage qui l'entoure, le mélange se comporte comme un fluide unique avec une température constante en cours d'évaporation. Par extension, on parlera de **mélanges non-azéotropes** (ou plutôt zéotropes) pour les mélanges n'ayant pas ce comportement.

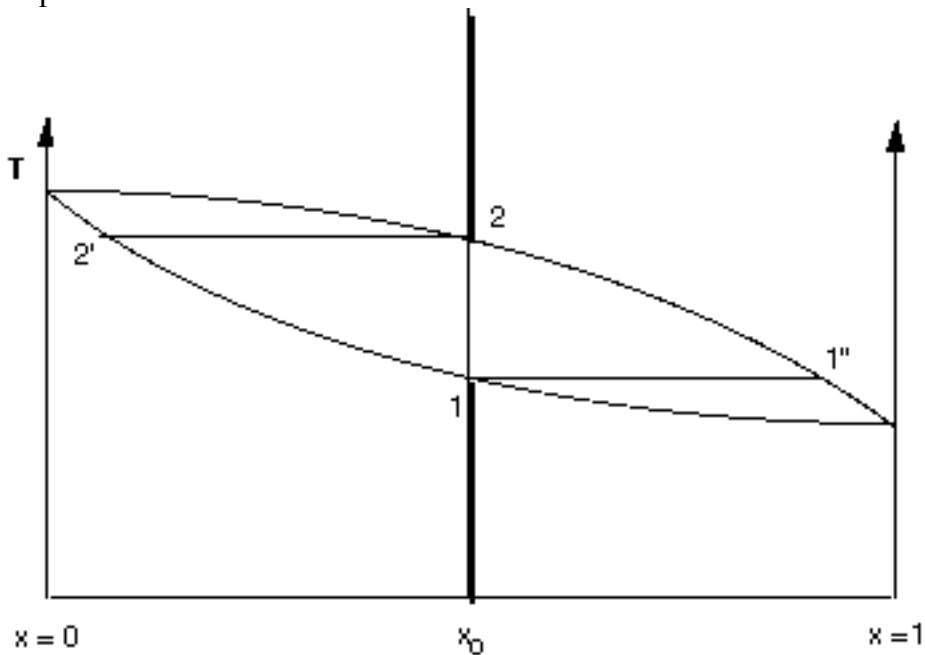


Figure 36 Diagramme (température-concentration) d'un mélange binaire à pression constante

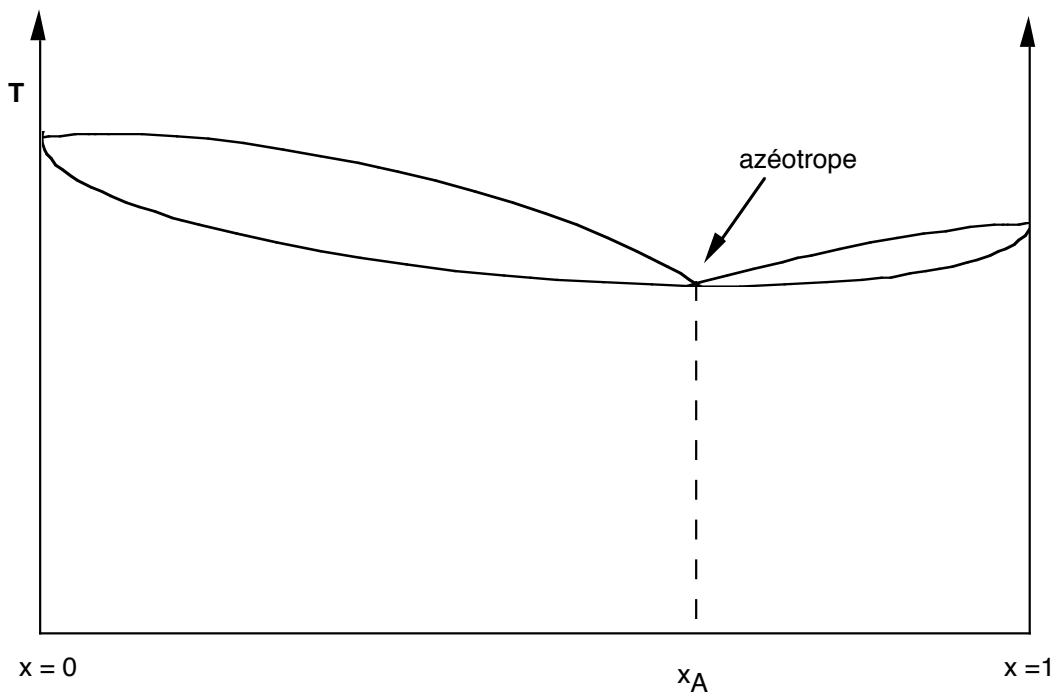


Figure 37 Mélange de réfrigérants azéotrope de concentration x_A

COMPRESSEURS

Les compresseurs, tout comme les turbines, peuvent être classés en deux catégories principales, les machines **dynamiques** et les machines **volumétriques** (fig. 38). Dans les compresseurs dynamiques axiaux ou radiaux (centrifuges ou quelquefois appelés simplement turbos) *l'énergie mécanique est transformée en énergie cinétique puis en énergie de pression* en cours de décélération dans un diffuseur. Dans les compresseurs volumétriques, la conversion *d'énergie mécanique en énergie de pression se fait par variation de volume* de chambres de compression et les vitesses sont substantiellement plus faibles que dans les machines dynamiques.

Les compresseurs volumétriques sont eux-mêmes classés en deux sous-catégories, les compresseurs à mouvement alternatif et les compresseurs rotatifs.

Parmi les compresseurs à mouvement alternatif, on distingue:

- les compresseurs à piston , à système bielle-manivelle ou à barillet ou à pistons libres
- les compresseurs à membrane

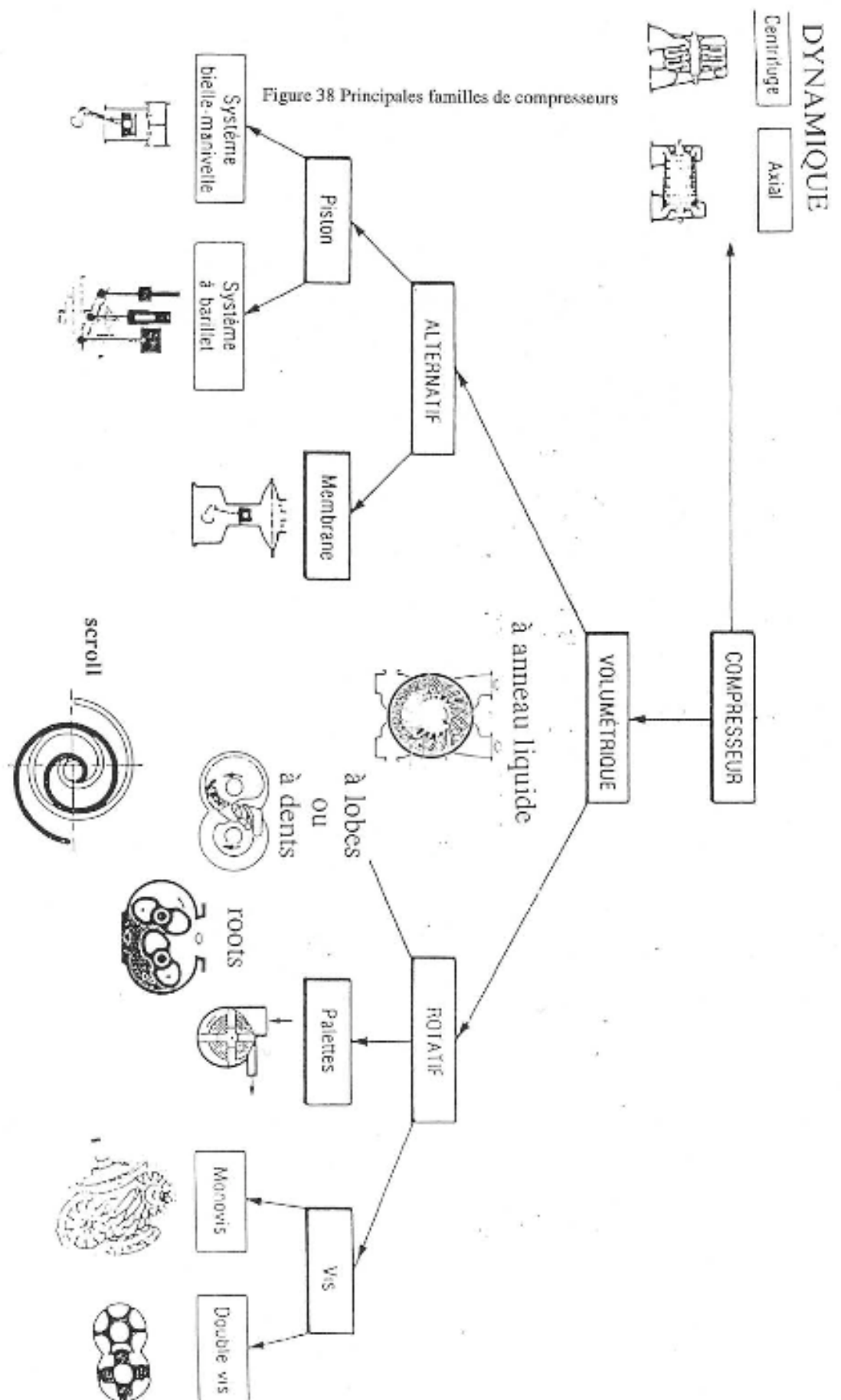
Parmi les compresseurs rotatifs, il est possible de distinguer, dans l'ordre croissant de capacité en débit volume:

- les compresseurs à anneau liquide
- les compresseurs à palettes (axiales ou radiales, ou à une seule palette aussi appelés compresseurs à piston rotatif)
- les compresseurs à dents (ou à lobes). Parmi ceux-ci, il existe un sous-ensemble très particulier comprenant les surpresseurs de type Roots dont les lobes en forme de double 8 se contentent de pousser le fluide dans qu'il y ait variation de volume de chambres. La différence de pression des Roots est alors limitée en-dessous d'un bar par étage.
- les compresseurs scroll à mouvement orbital ou corotatif
- les compresseurs à mono-vis ou à double-vis

Fig 38a: Tableau des caractéristiques de compresseurs

technologie	Pmax [bars]	débit vol. [m3/hr]	clapets	type d'étanchéité	type de refroidissement	huile en contact avec le gaz?
piston (bielle-m.)	<1000	<15000	oui	segmentation et garnitures	externe	généralement
piston (barrillet)	<400	<800	oui	segmentation	externe	oui
palettes	<40	<500	parfois	palettes	interne (inj.)	généralement
scroll	< 25	<500	rarement	inj liquide	interne	oui
monovis	<50	<2000	non	inj liquide	int.ou externe	oui
double-vis	<30	<20000	non	inj liquide ou sans	interne ou externe	oui ou non
membrane	<200	< 150	oui	membrane déf	externe	non

Figure 38a Principales familles de compresseurs



Tous les concepts volumétriques peuvent également être utilisés en mode turbine, et les machines en question sont alors aussi appelées expandeurs et permettent de récupérer sous forme d'énergie mécanique l'énergie de pression de différents types de gaz ou de vapeurs.

Compresseurs à piston (“reciprocating”)

Les compresseurs à piston peuvent être à simple ou à double effet selon qu'une seule des faces ou que les deux faces alternativement participent à la compression. Comme pour les moteurs à combustion interne, les compresseurs à piston peuvent être de type monocylindre ou autrement multicylindres (en ligne, en opposition ou en V).

Les compresseurs à piston sont tous équipés de soupapes ou clapets qui au moyen d'une force de contrepression maintenue par ressort règlent l'ouverture sur l'admission ou l'échappement quel que soit le rapport de pression de fonctionnement. Les principales familles de clapets comprennent les clapets-lame (lame ressort fermant le port d'entrée ou de sortie) ou de clapets à disques pleins ou annulaires.

Les transformations thermodynamiques sont illustrées à la figure 39 pour un cycle idéal et pour un cycle réel. Le cycle idéal comprend une phase d'aspiration isobare à la pression d'aspiration, une phase de compression isentrope (pour un compresseur non refroidi), une phase de refoulement isobare (à la pression de refoulement) et une phase de détente du résidu de gaz non évacué remplissant le volume mort. Dans le cas du cycle réel une dépression à l'aspiration et une surpression au refoulement sont nécessaires pour vaincre les pertes de charge dans les conduites et dans les clapets. La phase de compression est caractérisée par une transformation polytrophe.

Le volume mort V_0 représente un sérieux handicap des compresseurs à piston et il représente une des principales limitations du rapport de pression réalisable. En effet le gaz comprimé dans le volume mort occupe le volume V_0' après détente ce qui limite le volume de gaz frais aspiré par cycle. Le volume aspiré n'est plus égal à la cylindrée V_c mais à $(V_1 - V_0')$. Le rendement volumétrique théorique est alors défini comme :

$$\eta_{V,th} = \frac{V_1 - V_0'}{V_c} = \frac{V_0 + V_c - V_0'}{V_c} = 1 - \frac{V_0}{V_c} \left(\frac{V_0'}{V_0} - 1 \right)$$

$$\eta_{V,th} = 1 - \frac{V_0}{V_c} \left[(PR)^{(1/n_d)} - 1 \right]$$

car pour la détente polytrophe $V_0'^{n_d} P_a = V_0^{n_d} P_r$ avec $PR = \frac{P_r}{P_a} = \left(\frac{V_0'}{V_0} \right)^{n_d}$

Pour un volume mort nul, ce rendement correspond naturellement à 100%. Sinon ce rendement est une fonction des caractéristiques géométriques, du rapport de pression de travail et des pertes de détente indiquées par le coefficient polytrophe n_d . Pour un V_0 donné, le rendement volumétrique théorique diminue lorsque le rapport de pression augmente et s'annule pour un rapport de pression dit critique donné par :

$$PR_{crit.} = \left(\frac{V_c}{V_0} + 1 \right)^{n_d}$$

Ce rapport de pression critique correspond à la situation où le volume en début de phase de compression est entièrement occupé par le gaz de volume mort détendu, autrement dit le compresseur travaille alors comme une machine dissipatrice pure. Pour un compresseur d'air de rapport V_0/V_c égal à 10%, le rapport de pression critique est de 28.74. Par ailleurs et pour le même compresseur, le rendement volumétrique critique est de 74% pour un rapport de pression de 6 assez courant en compression d'air.

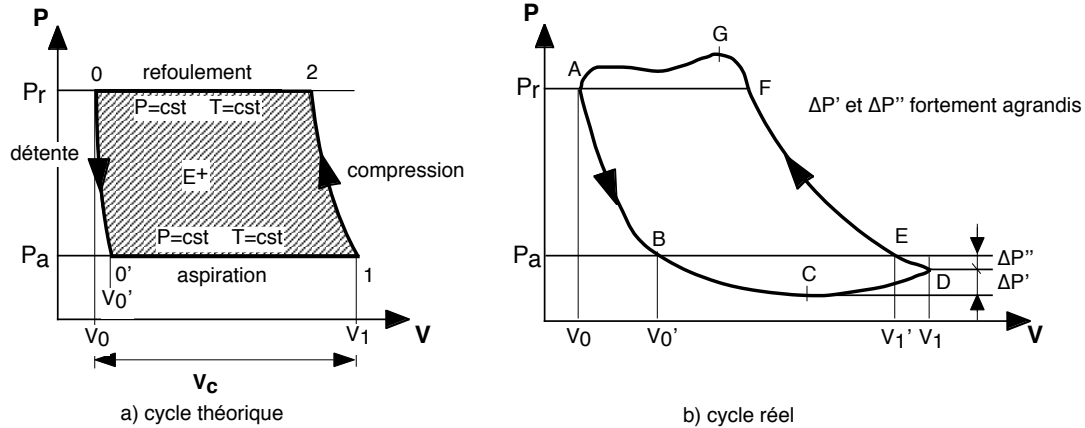


Figure 39 a) cycle théorique b) cycle réel

La figure 40a montre l'évolution du cycle dans un diagramme P-V en augmentant la pression de refoulement.

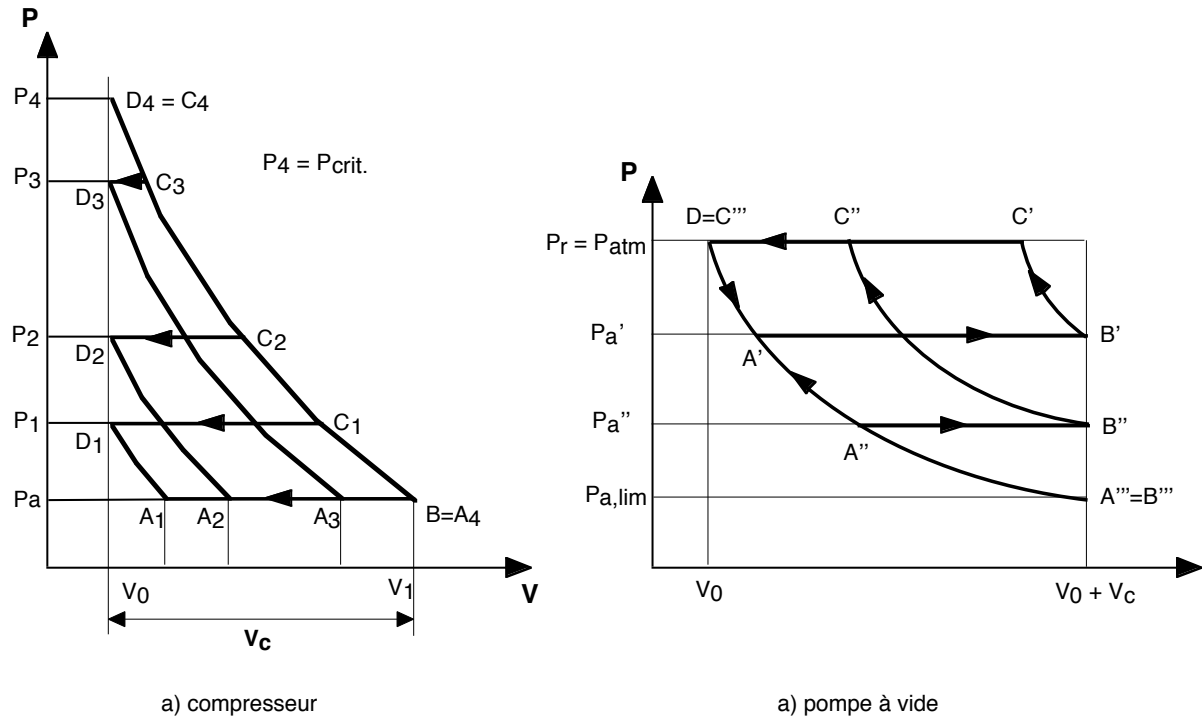


Figure 40 Evolution des cycles pour un compresseur à piston a) en compresseur à pression de refoulement croissante b) en pompe à vide à pression d'aspiration décroissante

Le problème est similaire lorsque les compresseurs à piston sont utilisés comme pompe à vide (fig.40b) sauf que la pression de refoulement est alors constante et la pression ne peut qu'atteindre une pression limite en raison des mêmes effets.

Compresseurs à double-vis

Comme son nom l'indique ce type de compresseur est composé de deux rotors ajustés entraînés et synchronisés extérieurement, ou s'entraînant l'un l'autre à l'intérieur d'un carter comprenant deux alésages se chevauchant partiellement (fig 41). Les deux rotors forment des chambres en forme de V dont le volume augmente, respectivement se contracte, de part et d'autre du plan comprenant les axes des deux rotors. Les figures 42 et 43 qui correspondent à une rotation du rotor mâle dans le sens des aiguilles d'une montre mettent en évidence la partie compression et l'ouverture de refoulement. La partie grise de la figure 42 est un fragment de carter permettant de visualiser l'ouverture de refoulement qui comporte une partie axiale en forme de trèfle à deux feuilles (fig 44a) et une partie radiale approximativement triangulaire (fig 44b).

Ce type de compresseur ne comporte aucun clapet, les rotors en cours de rotation dégageant les ouvertures d'aspiration et de refoulement existantes dans le carter. Il est utile de définir le rapport de volume installé (built-in volume ratio) qui est le rapport entre le volume maximum d'une chambre (en V) au moment de sa fermeture en début de compression et le volume atteint lors de la mise en contact directe avec l'ouverture de refoulement. La figure 47 permet de voir le volume développé de la chambre en début de compression et offre une représentation du volume de sortie en cours de refoulement.

La figure 45a montre un détail des profils en action. A noter que ce profil femelle (à droite) possède sur l'épaisseur externe plate une dent de labyrinthe s'engrainer dans une gorge au plus petit rayon intérieur de chambre de la vis mâle. Il s'agit là d'une adjonction qui n'est pas essentielle mais qui permet dans certains cas de réduire les pertes de fuite interne entre rotors. La figure 45c montre l'ajustage précis entre les vis et les alésages du carter ainsi qu'une coupe de l'ouverture de refoulement qui est aussi représentée dans les figures 44 a et b.

La figure 46 permet de suivre l'évolution d'une des chambres dans les deux plans en cours de rotation.

La figure 47 montre schématiquement les phases simultanées d'aspiration (zone à pointillé espacé) et de compression (zone à pointillé plus serré). La ligne de joint entre les deux est formée par les deux rotors.

Il est très difficile d'éviter, en cours de conception des profils, l'existence d'un trou dit de soufflage (blowhole) entre la pointe du carter et les deux rotors comme illustré sur la figure 48. Ce trou est fortement dépendant de la géométrie des profils et est très difficile à éliminer du compression en même temps que du côté aspiration. De fait on s'arrange pour qu'il soit minimum du côté compression seulement. C'est la raison pour laquelle il n'est guère possible d'imaginer de récupérer du travail en détendant un fluide d'un côté du plan interaxes tout en comprimant de l'autre côté. Le rendement du côté expandeur (turbine) serait trop défavorable à cause du trou de soufflage.

Le principe de fonctionnement de la plupart des machines rotatives sans soupapes ni joints à frottement est de limiter les fuites avec des jeux aussi faibles que possible et accessoirement d'augmenter la vitesse de rotation de façon à diminuer l'importance relative de ces fuites internes. Un facteur qui n'est pas négligeable est la stabilité dimensionnelle des rotors et du carter qui dépend des matériaux, du mode de refroidissement et du rapport des chaleurs

spécifiques du gaz pour un rapport de pression déterminé. Un exemple de calcul de dilatation est donné en figure 49 pour un compresseur non lubrifié.

Les compresseurs double-vis peuvent être conçus avec différentes combinaisons de cavités mâle/femelle allant de 3:4 à de faibles niveaux de pression, à 3:5, 4:6 (le plus répandu) à 6:8 pour les niveaux de pression élevés. Plus le nombre de cavités est élevé, moins profondes sont celles-ci et meilleure est la rigidité du rotor à la flexion notamment. Or, un des principaux désavantages du double-vis est la répartition asymétrique des pressions, la zone de compression étant distribuée d'un côté seulement du plan passant par les axes des rotors.

Le diamètre des rotors d'une même machine peuvent être différents et la longueur des rotors est généralement comprise entre 1 et 1.5 fois le plus grand diamètre.

En général on distingue deux catégories importantes:

Les compresseurs secs dans lesquels les rotors sont synchronisés par des engrenages et l'huile de lubrification des engrenages et paliers n'entre pas en contact avec le gaz dans les chambres de compression.

Les compresseurs lubrifiés dans lesquels l'un des rotors (en général le mâle) entraîne l'autre rotor et dans lesquels l'huile de lubrification est en contact avec le gaz à comprimer.

Le premier type est utilisé essentiellement pour l'air comprimé ou la compression de vapeur d'eau dans les pompes à chaleur à haute température (recompression mécanique des vapeurs).

Seuls des compresseurs lubrifiés sont utilisés en réfrigération à l'heure actuelle. L'huile, avec du réfrigérant partiellement dissous quand il s'agit de CFC, lubrifie les rotors soit après passage dans les paliers, soit par injection directe à l'aide d'orifices spécialement pratiqués dans le carter. L'huile assure la lubrification et permet d'éviter les engrenages de synchronisation, refroidit le gaz en cours de compression et en formant un film sur les rotors permet de limiter les fuites de jeu. La quantité d'huile injectée varie entre 1 à 50% pour les CFC et de 100 à 500% masse pour l'air ou l'ammoniac. La présence d'huile en contact avec le réfrigérant nécessite un système de récupération et de repompage d'huile (comprenant notamment un séparateur volumineux) et peut représenter jusqu'à 30% du coût de l'ensemble du compresseur.

Les tolérances des rotors sont de l'ordre de 30 à 50 microns pour les compresseurs secs les plus petits et de 30 à 100 microns pour les compresseurs lubrifiés de même capacité.

De par la géométrie des rotors, les forces de pression (donc le couple) sont presque équilibrées sur le rotor femelle (env. 10% du couple mâle). Les forces axiales sur le rotor mâle sont généralement compensées dans les étages haute pression par un piston d'équilibrage agissant par pression de gaz sur l'extrémité du rotor.

Le volume aspiré par révolution dépend des profils considérés. Pour la grande famille des compresseurs asymétriques 4:6 il peut être estimé par:

$$\dot{V}_r [\text{m}^3/\text{rév}] = \frac{D^3 (L/D)}{2.055} \quad [\text{réf.15}]$$

avec D= diamètre du rotor mâle et L = longueur des rotors

$$\dot{V}_{in,th} = \dot{V}_r \cdot N \quad [\text{m}^3/\text{sec}]$$

rendement volumétrique:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{in}}{V_{in,th}}$$

Pour un compresseur sec, le rendement optimum est approximativement une fonction linéaire du rapport de pression et du nombre de Mach considéré par rapport à la vitesse de rotation périphérique du rotor mâle. Pour un rapport de pression de 3 le nombre de Mach optimum est de 0.25 alors qu'il n'est que de 0.21 pour PR=2.

La formule suivante permet d'estimer la puissance à l'arbre d'un compresseur sec:

$$\dot{E}_{arbre} = \frac{P_{in} \dot{V}_{in}}{\eta_{Cs}} \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \Delta \dot{E}_{mec}$$

$\Delta \dot{E}_{mec} \approx 7\%$ du premier terme et $\eta_{Cs} = \frac{\Delta h_s}{\Delta h}$ = rendement isentrope d'un compresseur adiabate.

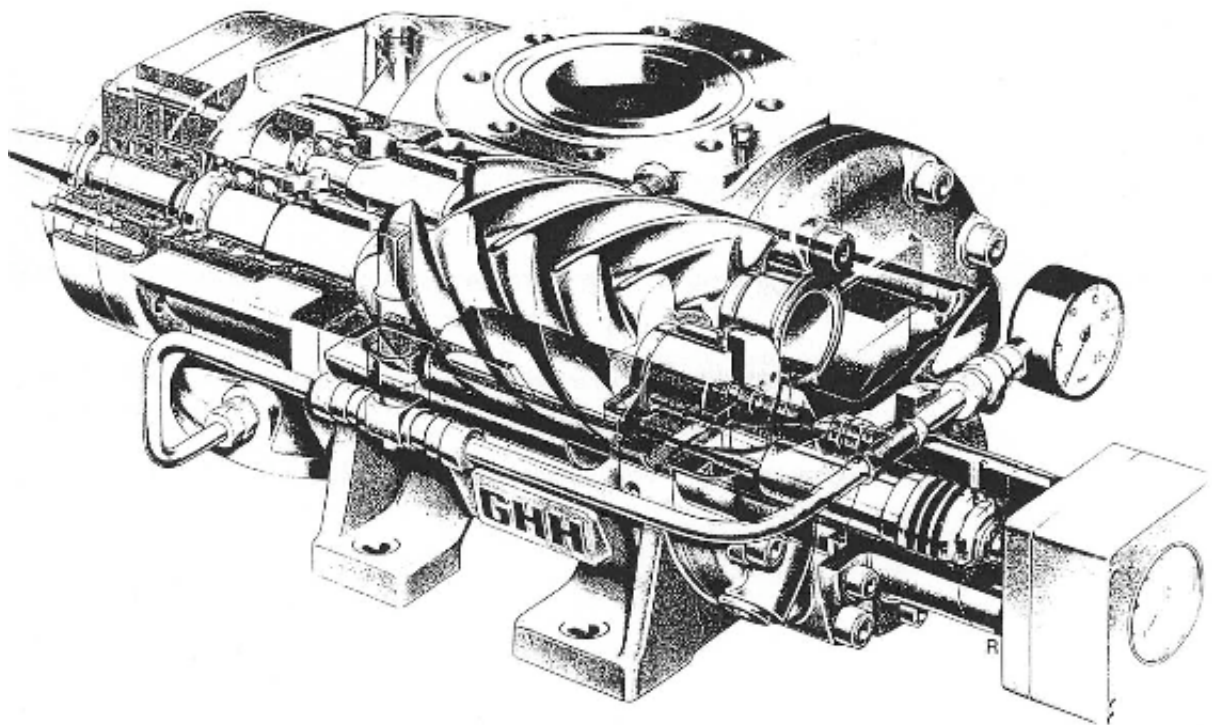
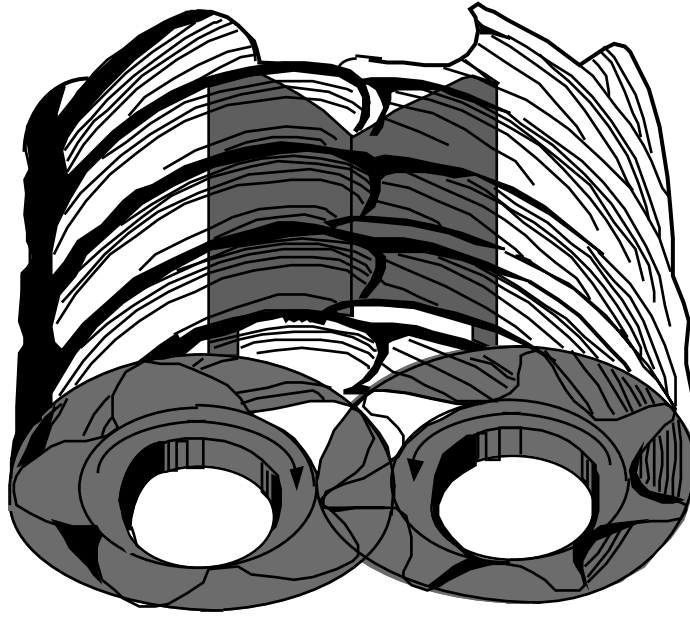


Figure 41 Ecorché de compresseur à double-vis



Figures 42 : Rotors de compresseurs à double-vis

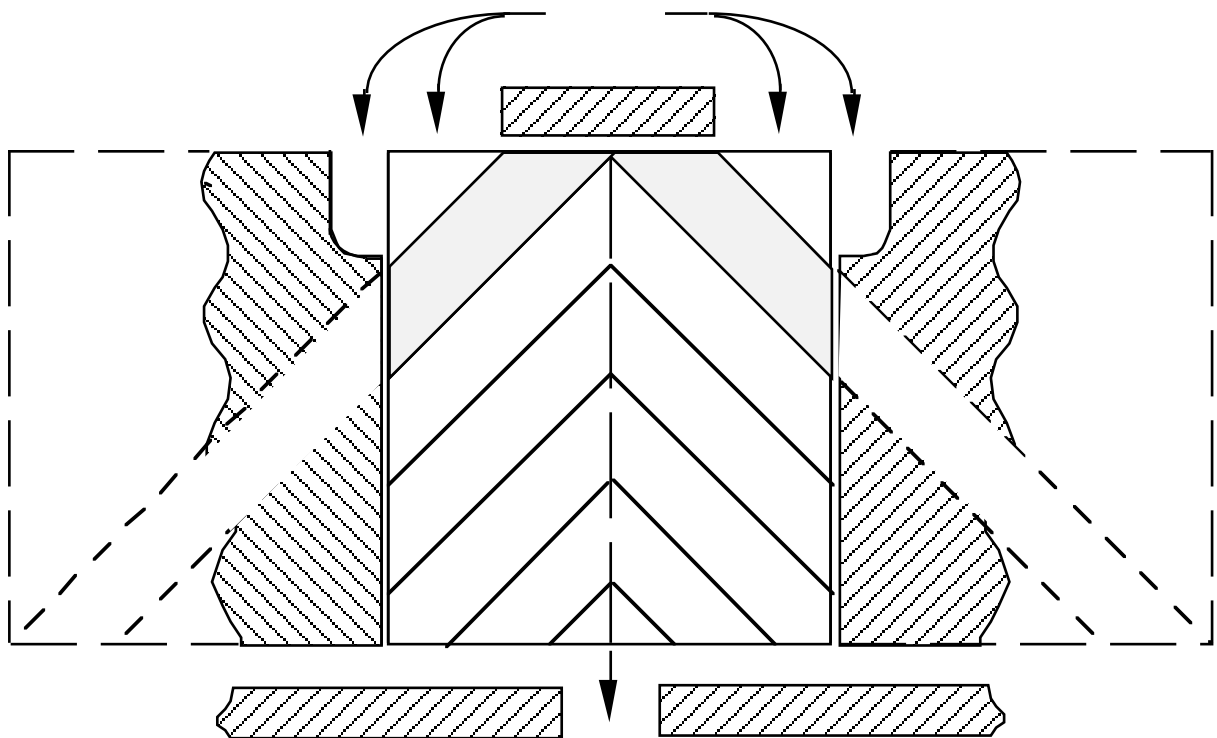
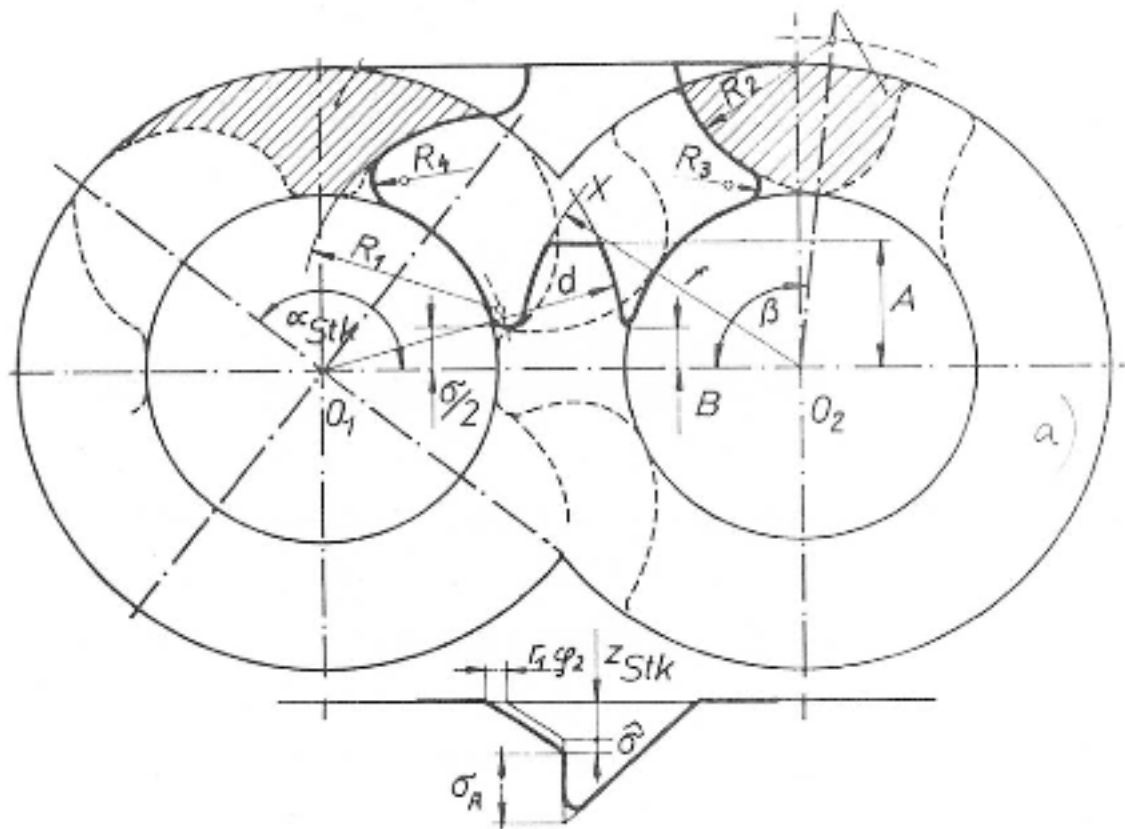
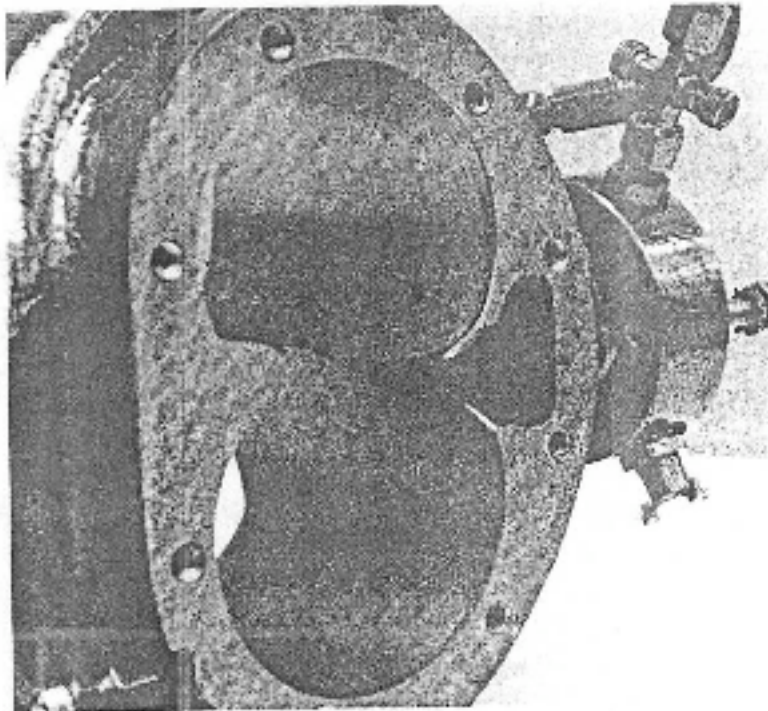


Figure 43: Chambre de compression développée d'un compresseur à double-vis



a)



b)

Figure 44 Exemple de configuration d'ouverture de refoulement : a) partie axiale et b) vue oblique montrant le caractère diagonal de l'ouverture de refoulement

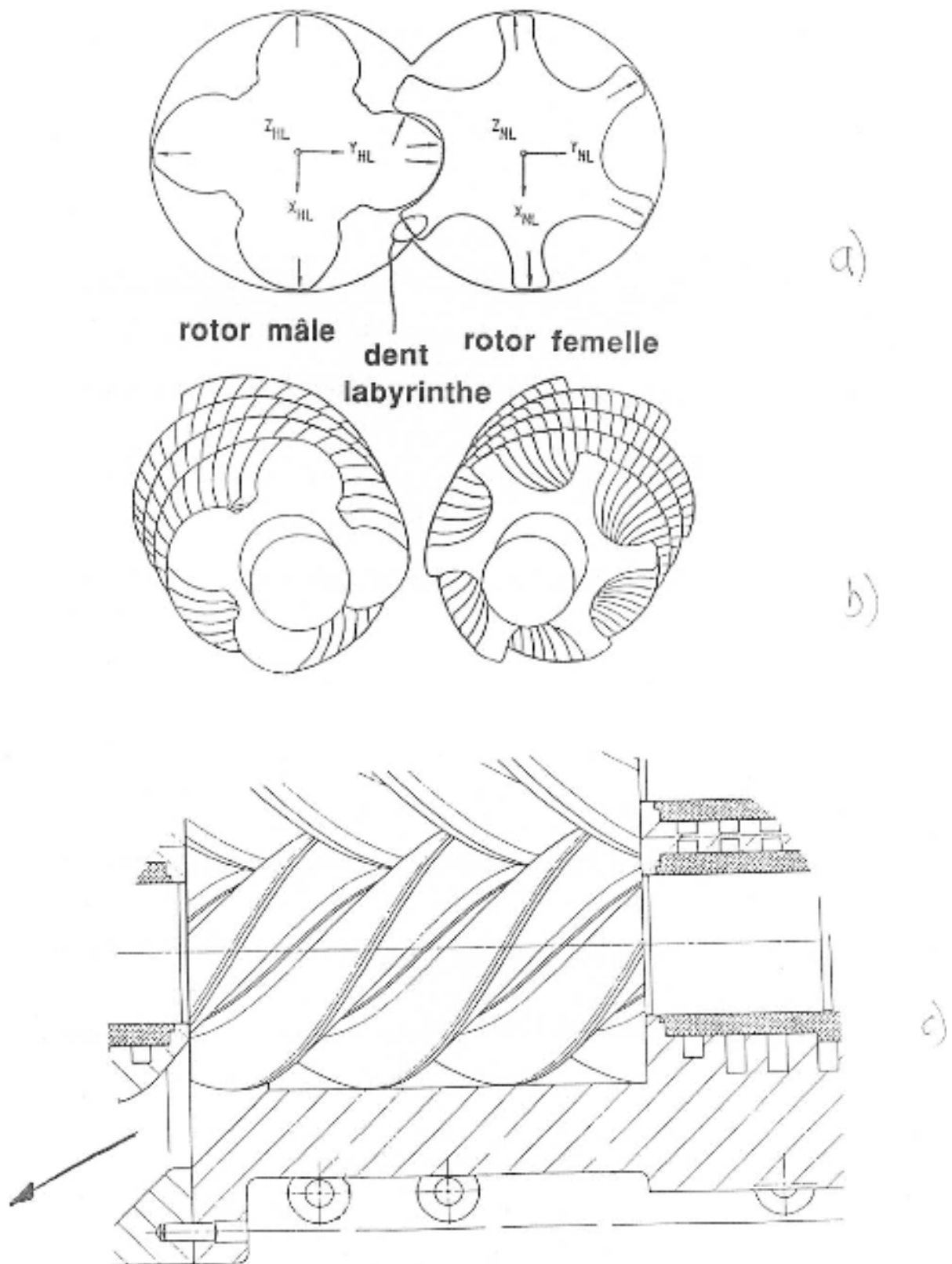


figure 45: Vue des profils de vis (a), des rotors (b) et de leur montage dans le carter avec une coupe par l'ouverture de refoulement {c)

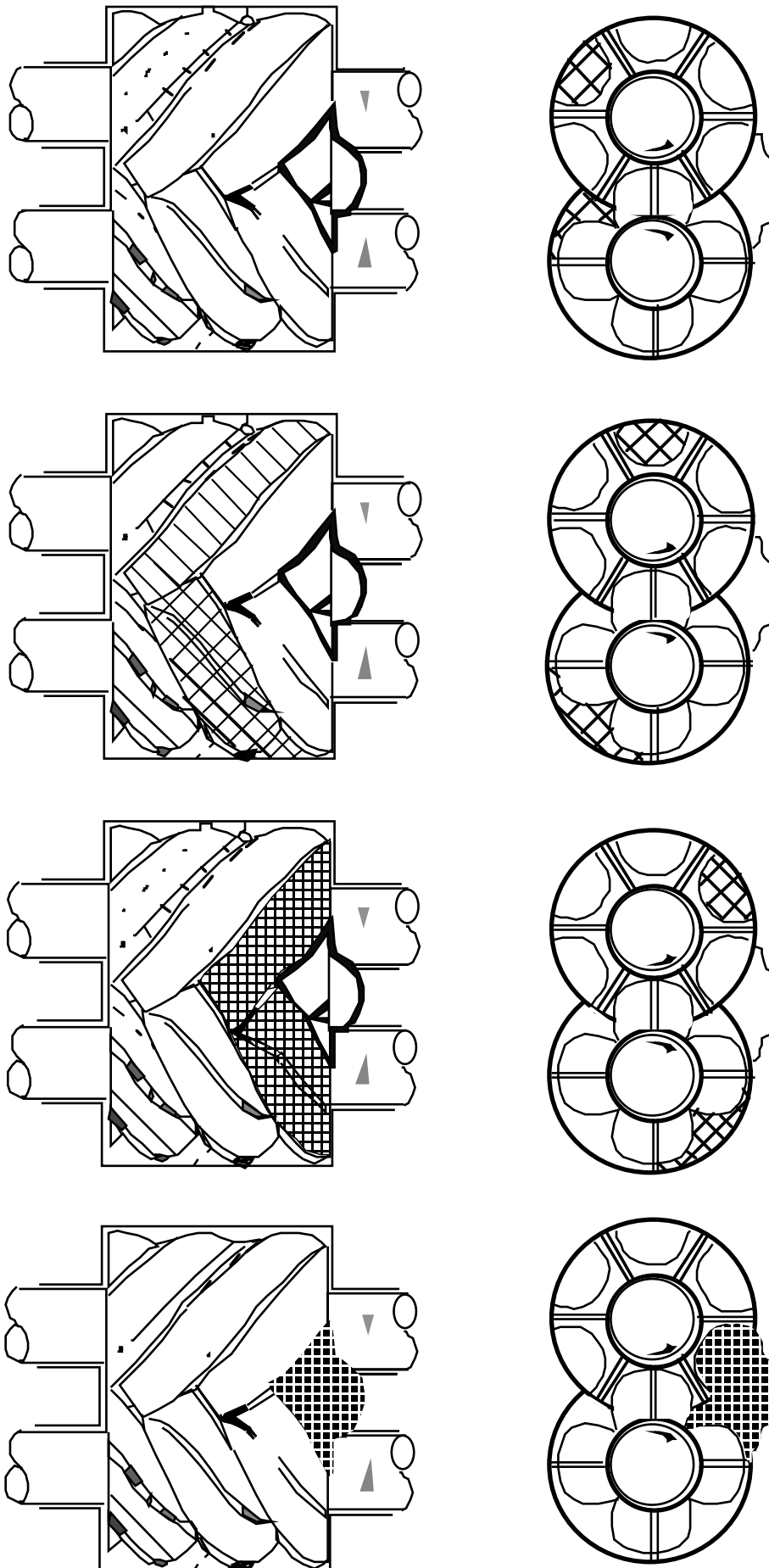


Figure 46 : Séquence de compression d'un ⁶²compresseur à double vis (dans les 2 plans)

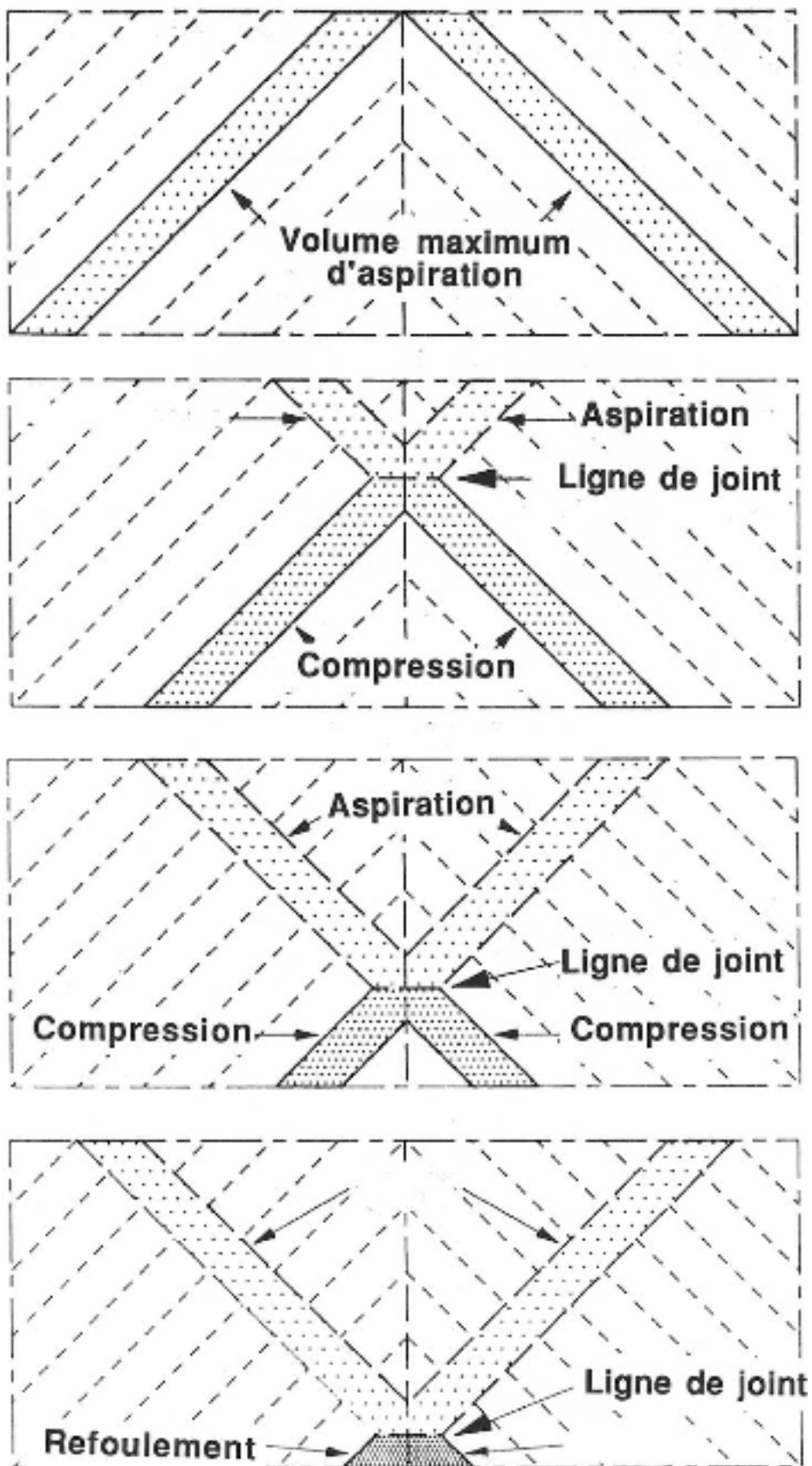


Figure 47

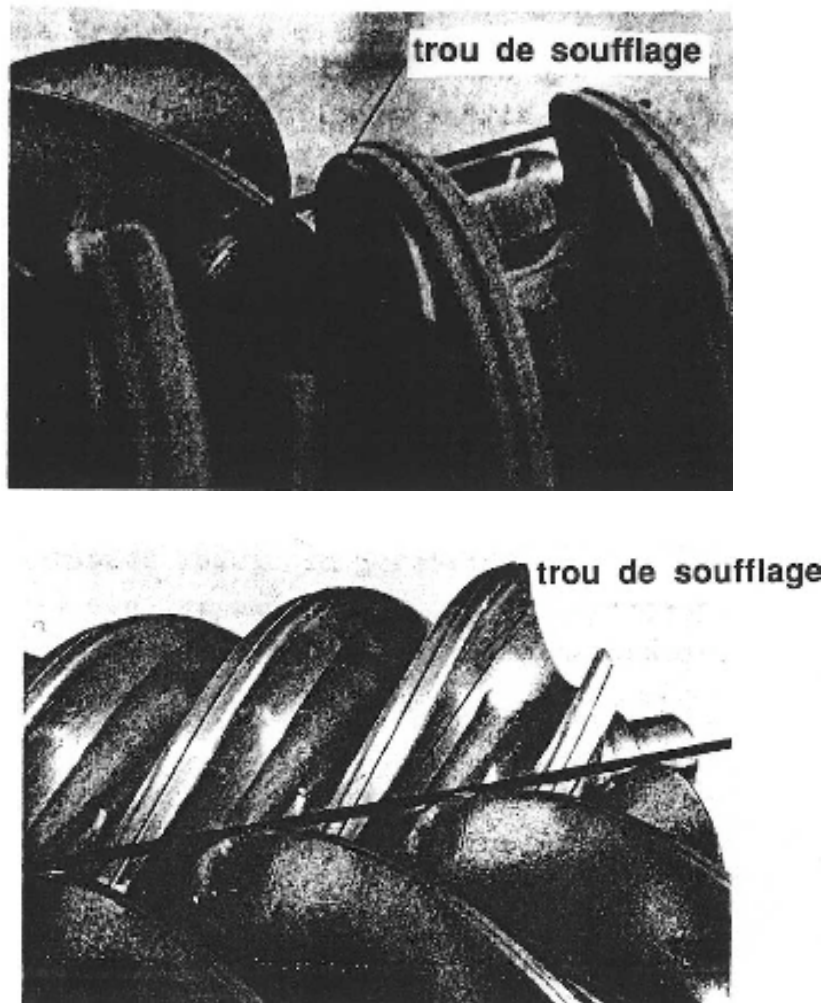


Figure 48 Visualisation du trou de soufflage (blowhole) d'un compresseur à double vis

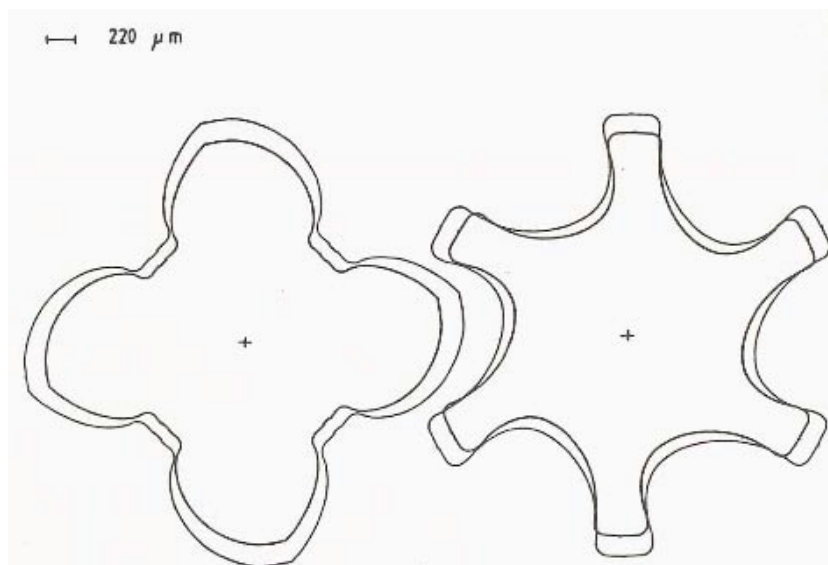
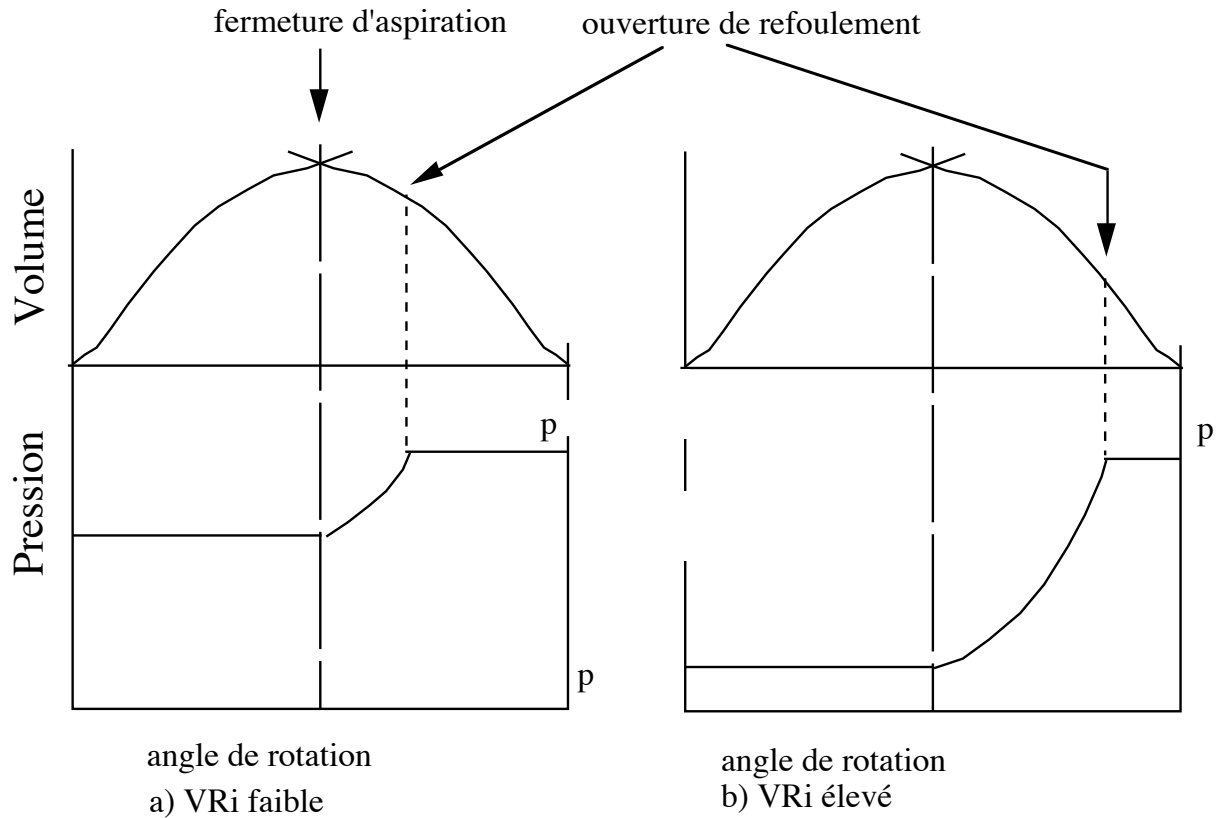


Figure 49 Exemple de dilatation de rotors de compresseurs à double vis sans huile (air, $PR=2.4$, $D_m=110\text{ mm}$, AC) [d'après ref 14 a,b]



Figures 50 Evolution du volume et de la pression dans une chambre de compresseur à vis en fonction de l'angle de rotation, pour deux différents rapports de volume installé et des pressions de sortie adaptées.

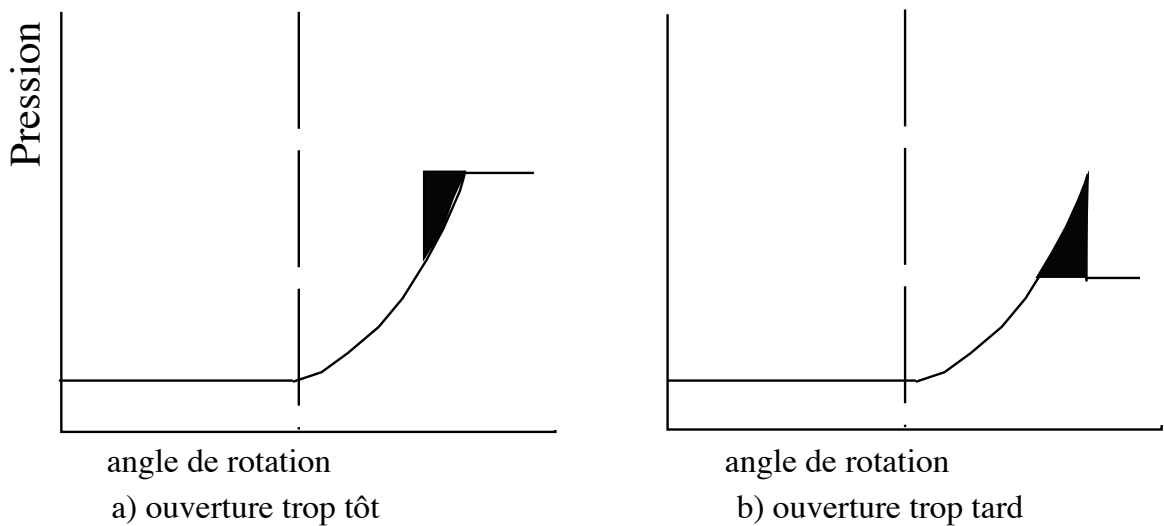


Figure 51: Evolution de la pression pour deux cas à rapports de volume installé inadaptés à la pression de sortie

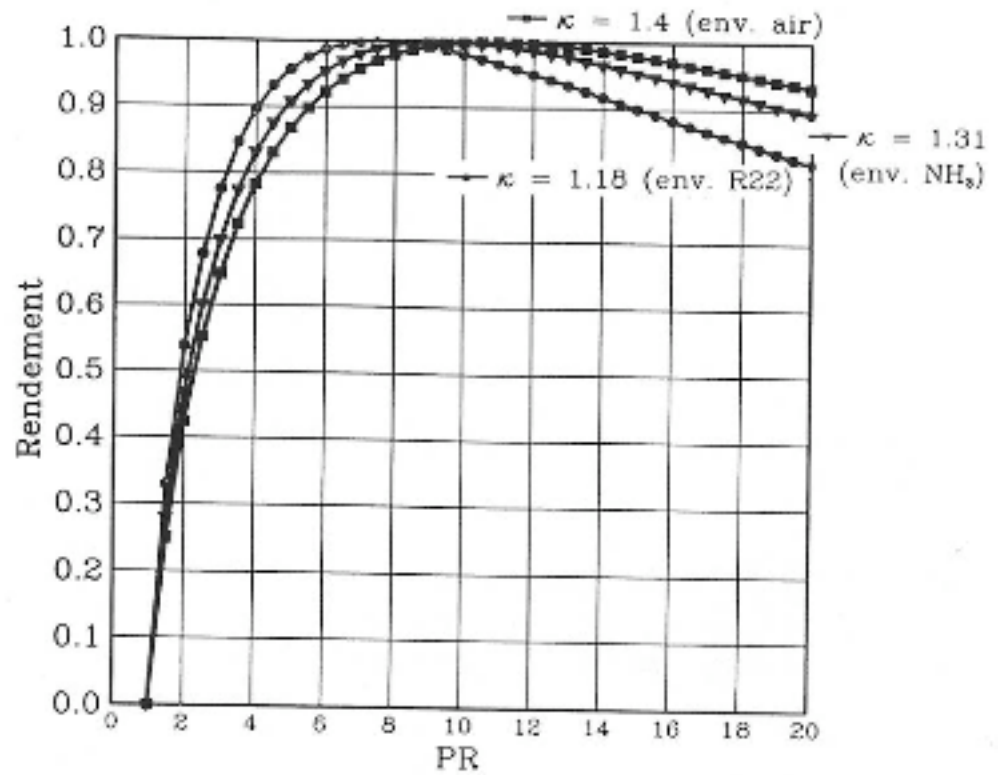


Figure 52: Influence des pertes de refoulement sur le rendement d'un compresseur à vis idéal mais à rapport de volume installé fixe ($V_{ri} = 5.5$) et pour différentes familles de réfrigérants

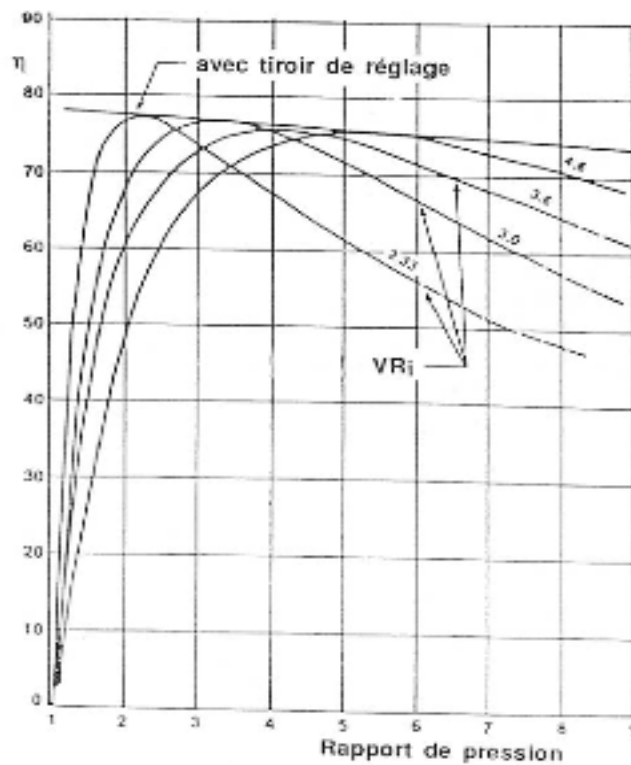


Figure 53 Variation typique du rendement global d'un compresseur à vis en fonction du rapport de pression avec le rapport de volume installé en paramètre

Performances et réglage

Un des inconvénients, qui n'est pas absolu, du double-vis était le fait d'avoir un rapport de volume installé fixe déterminé essentiellement par l'ouverture de refoulement dans le carter. La figure 50 montre l'évolution du volume et de la pression en fonction de la position angulaire pour deux cas de compresseurs à rapports de volume installés différents mais adapté au rapport de pression désiré. Dans le cas de gauche, la compression est relativement rapide et correspond à un rapport de pression faible. La cas de droite implique une compression s'étendant sur une plus grande plage angulaire et correspond à un rapport de pression élevé avec une ouverture plus tardive sur l'orifice de refoulement.

La figure 51 montre l'évolution de la pression dans deux cas de compresseurs à rapports de volume installés inadaptés aux rapports de pression désiré. Dans le premier cas (a) l'ouverture se fait trop tôt, alors que le gaz n'a pas encore atteint les conditions de refoulement. Dès que la chambre de compression s'ouvre sur l'ouverture de refoulement, une partie du gaz se trouvant dans la canalisation de refoulement reflue dans la chambre de compression et la pression augmente très rapidement pour s'adapter par l'intermédiaire des ondes de pression. Un travail complémentaire, représenté par la surface triangulaire, doit être produit par le rotor pour refouler cette masse de gaz complémentaire. Dans le deuxième cas, c'est le contraire qui se produit et le gaz est surcomprimé dans la chambre de compression avant qu'il n'atteigne l'ouverture de refoulement. Le travail complémentaire de surcompression est également représenté par la surface triangulaire du diagramme.

Il existe plusieurs méthodes constructives permettant de régler le rapport de volume installé en cours d'opération que nous le verrons ci-dessous. Ces méthodes pour l'essentiel font appel à un tiroir de réglage coulissant se substituant à la pointe formée par le carter à l'intersection des deux alésages entre les rotors (fig.54). Le tiroir de réglage agit uniquement sur la partie radiale de l'ouverture de refoulement, la partie axiale étant dimensionnée pour le plus grand rapport de volume désiré. Cependant, il est difficile de pouvoir régler le rapport de volume installé VR_i au-delà de 5.5 qui est souvent nécessaire en réfrigération et il faut alors accepter les pertes qui découlent d'une inadaptation au rapport de pression. La chute de rendement liée à cette inadaptation peut être calculée sur la base de la consommation spécifique donnée par la formule suivante:

$$\frac{\dot{E}}{\dot{V}_{in}} = P_{in} \left[\frac{(VR_i)^{\gamma-1} - \gamma}{\gamma - 1} + \frac{PR}{VR_i} \right] \text{ en } [J/m^3]$$

avec PR = rapport de pression réel ≥ 1 et VR_i = rapport de volume installé ≥ 1

La figure 52 montre l'évolution différente du rendement pour un réfrigérant CFC, de l'ammoniac ou de l'air en fonction du rapport de pression pour un rapport de volume installé maximum de 5.5. Bien qu'établies en partant d'un compresseur idéal et donc sans fuite, ces courbes sont assez représentatives de l'évolution réelle du rendement à un niveau de rendement inférieur bien entendu. Pour différents rapports de volume installé, le rendement évolue conformément à la figure 53, la tangente aux différentes courbes représentant le rendement idéal d'un compresseur équipé d'un tiroir de réglage.

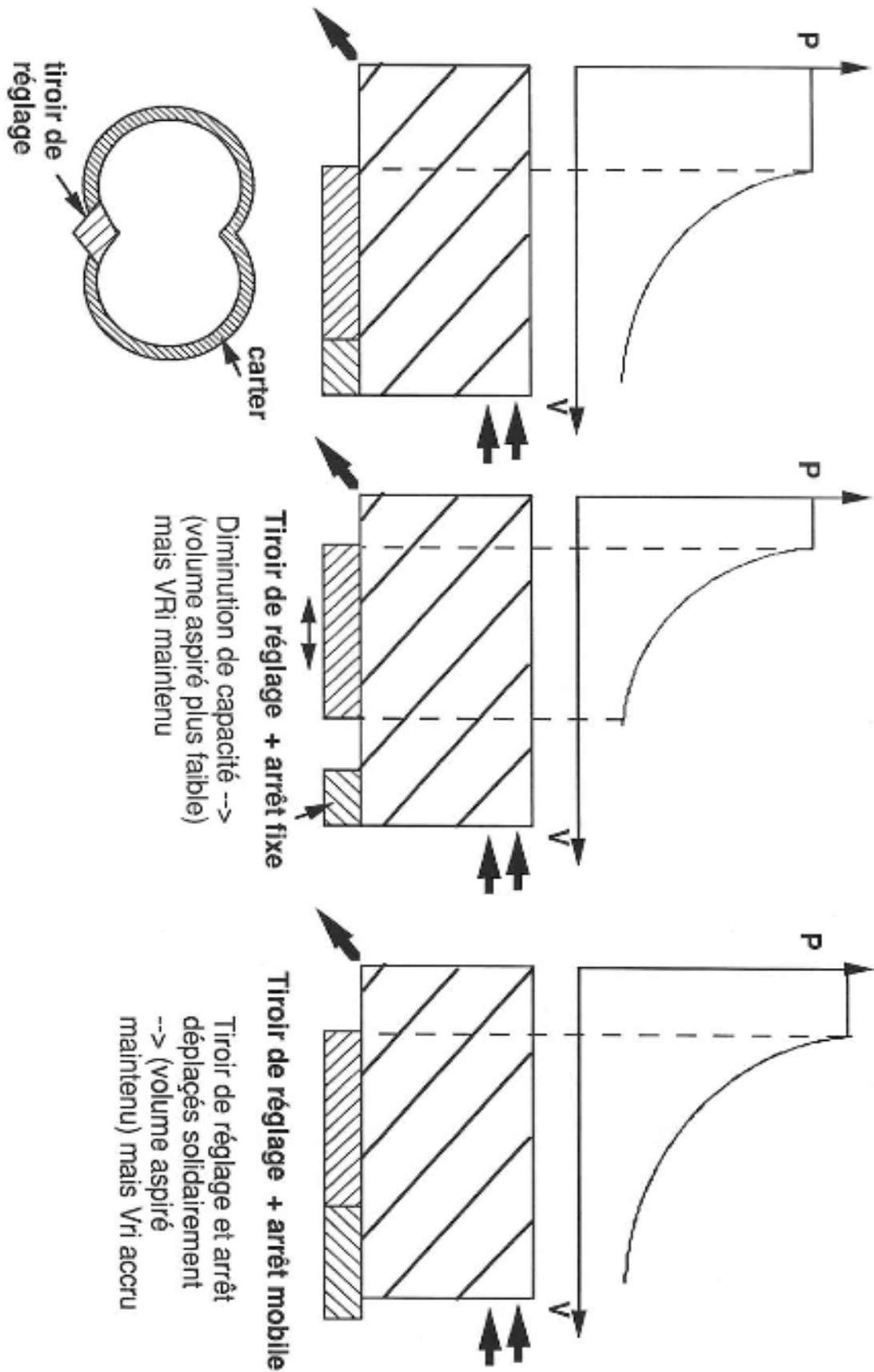


Figure 54 Dispositifs de réglage de capacité et/ou de rapport de volume installé

Les figures 54 à 56 montrent l'effet d'un tiroir de réglage sur le rapport de volume installé et les chambres de compression développées. A capacité maximum, le tiroir est en butée contre un arrêt fixe. La figure intermédiaire 56b montre l'ouverture d'une ouverture de recirculation correspondant à une capacité d'environ 75% et à un recul du tiroir de réglage. Au cours de son recul, le tiroir ferme progressivement l'ouverture radiale de sortie permettant ainsi de limiter la diminution du rapport de volume installé en dépit de la diminution du volume réellement aspiré. La figure 56c montre le tiroir presque complètement retiré et correspondant à une capacité approximative de 50%. Le tiroir est activé par un piston sur lequel agit la pression d'huile ou du réfrigérant lui-même.

La figure 55 met en évidence la variation brusque du rapport de volume installé au moment où le tiroir s'écarte de son arrêt fixe. Cette variation s'explique par le fait que le volume réellement aspiré diminue brusquement du fait de la recirculation introduite et la fermeture des chambres marquant le début de la compression est soudainement retardée. Au cours du déplacement du tiroir l'effet de réduction de l'ouverture de refoulement radiale est tout d'abord prédominant puis l'ouverture axiale à l'aspiration redevient déterminante.

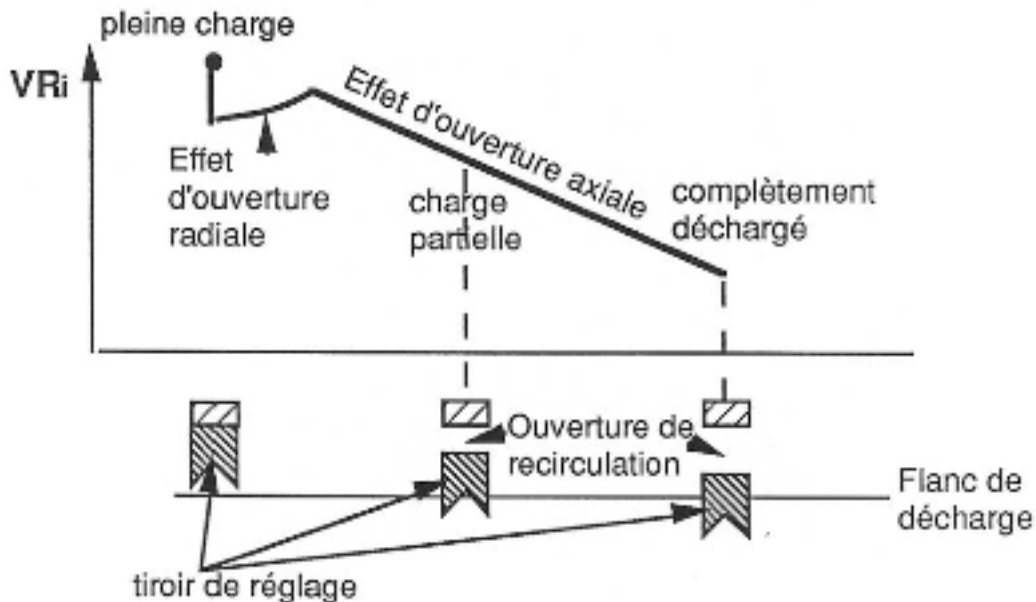


Figure 55: Variation du volume et du rapport de volume installé pour différentes positions du tiroir de réglage mais arrêt fixe.

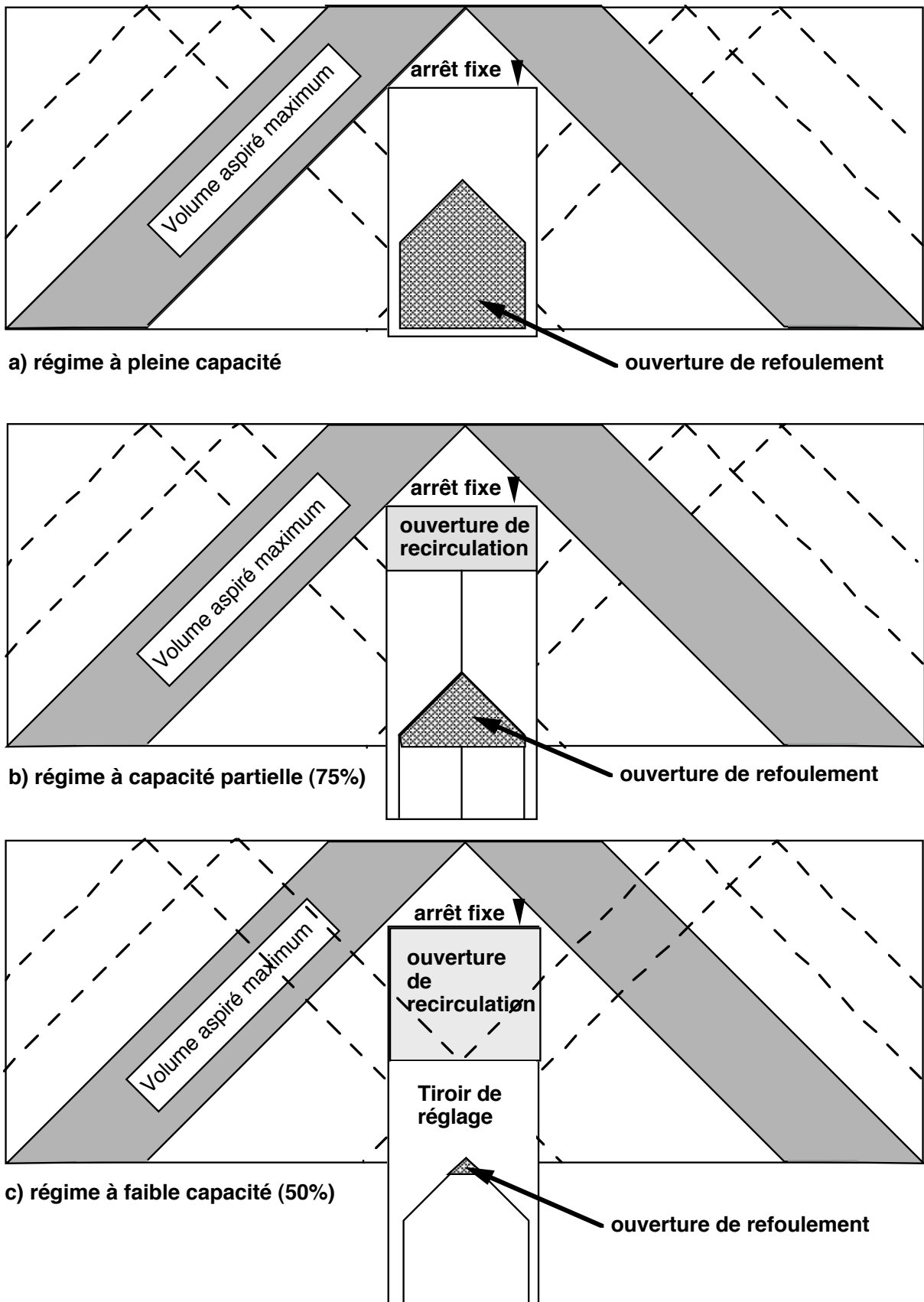


Figure 56 : Influence du tiroir de réglage sur les chambres de compression

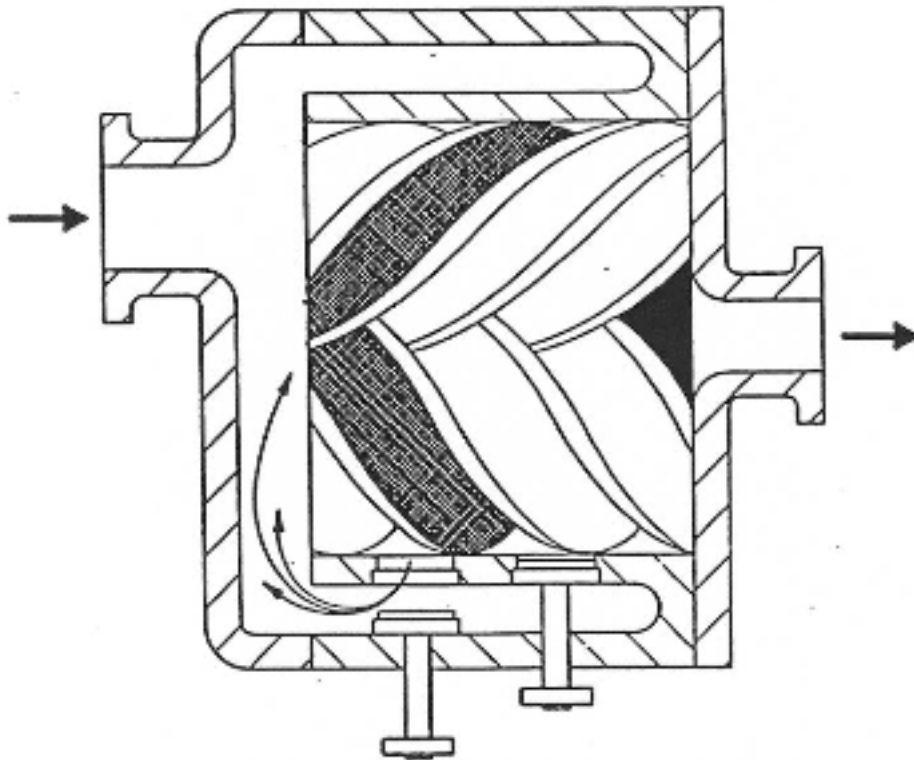


Figure 57: Réglage de capacité par clapets

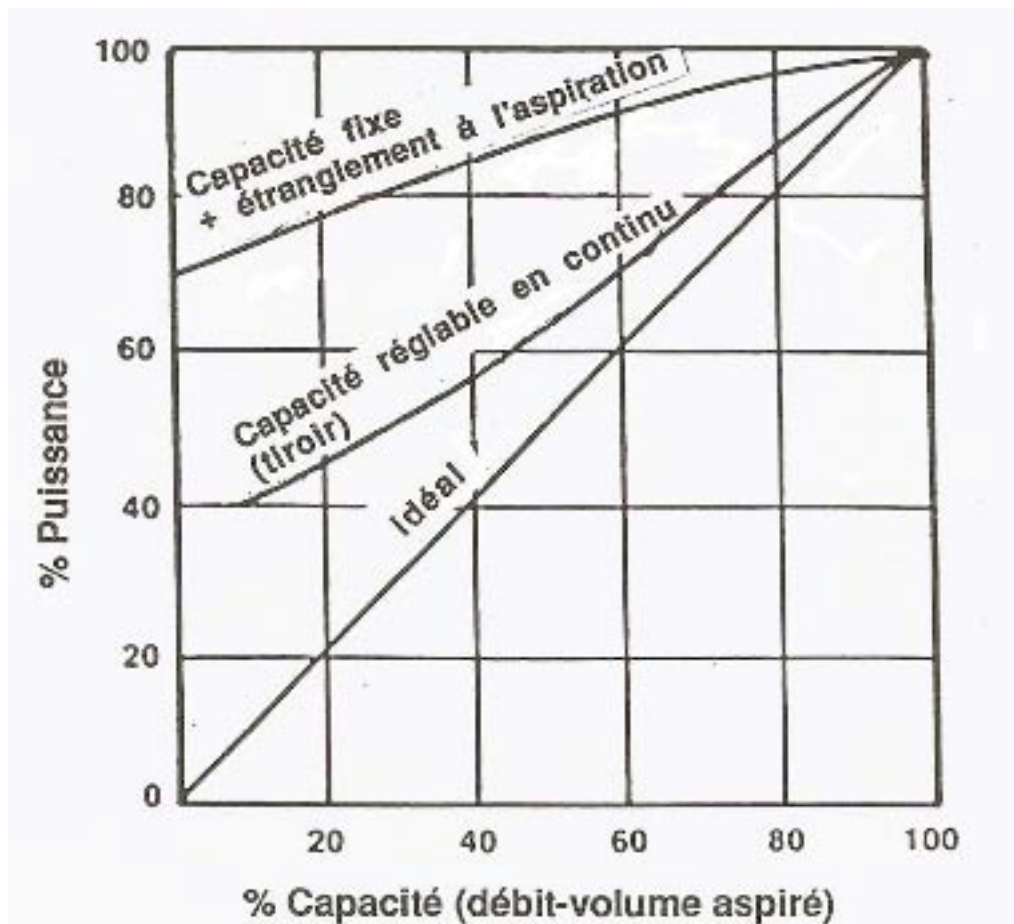


Figure 58 Influence du mode de réglage sur la puissance absorbée d'un compresseur à vis

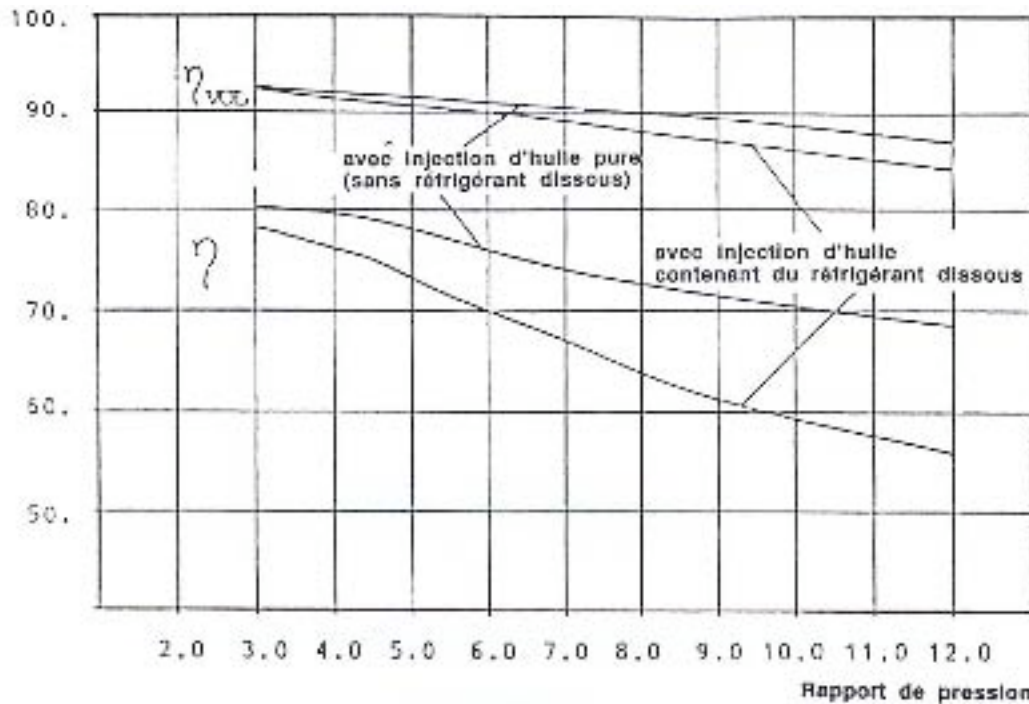


Figure 59 Variation du rendement due à la présence de réfrigérant dissous dans l'huile de lubrification des rotors de compresseurs à vis sans engrenage de synchronisation (réf. 16)

La figure 57 montre un autre mode de réglage de capacité basé sur des clapets d'ouverture disposés dans le carter. Ce système ne permet cependant pas de maintenir le rapport de volume installé. Il a l'avantage d'être moins compliqué, moins sujet à des vibrations et permet tout comme les systèmes à tiroir de réduire la puissance de démarrage en soulageant le moteur d'entraînement.

La figure 58 donne une idée de la variation de puissance qui peut être attendue en fonction du mode de réglage de capacité. Avec l'avènement des entraînements électriques à vitesse variable on obtient une courbe de puissance similaire à celle obtenue à l'aide d'un tiroir de réglage. En fait, l'idéal serait d'avoir un réglage de rapport de volume installé à l'aide d'un tiroir de réglage n'ouvrant pas d'ouverture de recirculation, combiné avec un moteur à vitesse variable pour ajuster la capacité.

Influence de l'huile

Dans le cas des réfrigérants CFC ou HCFC avec une forte dissolution de réfrigérant dans l'huile, on peut constater une diminution de rendement à rapport de pression élevé comparé à un compresseur avec injection d'huile sans réfrigérant dissous. La variation de rendement est illustrée dans la figure 59. La principale raison pour cette diminution de rendement est liée au fait que le réfrigérant dissous dans les cavités à haute pression est soudainement libéré en passant avec le film d'huile dans la zone d'aspiration et remplit partiellement le volume disponible à l'aspiration, réduisant ainsi les rendements volumétriques et isentropes. L'effet de vaporisation du réfrigérant par effet de détente isenthalpe, entre rotors par exemple, est comparable à ce qui se passe dans une vanne de détente bien que le mélange avec l'huile ait un effet retardateur.

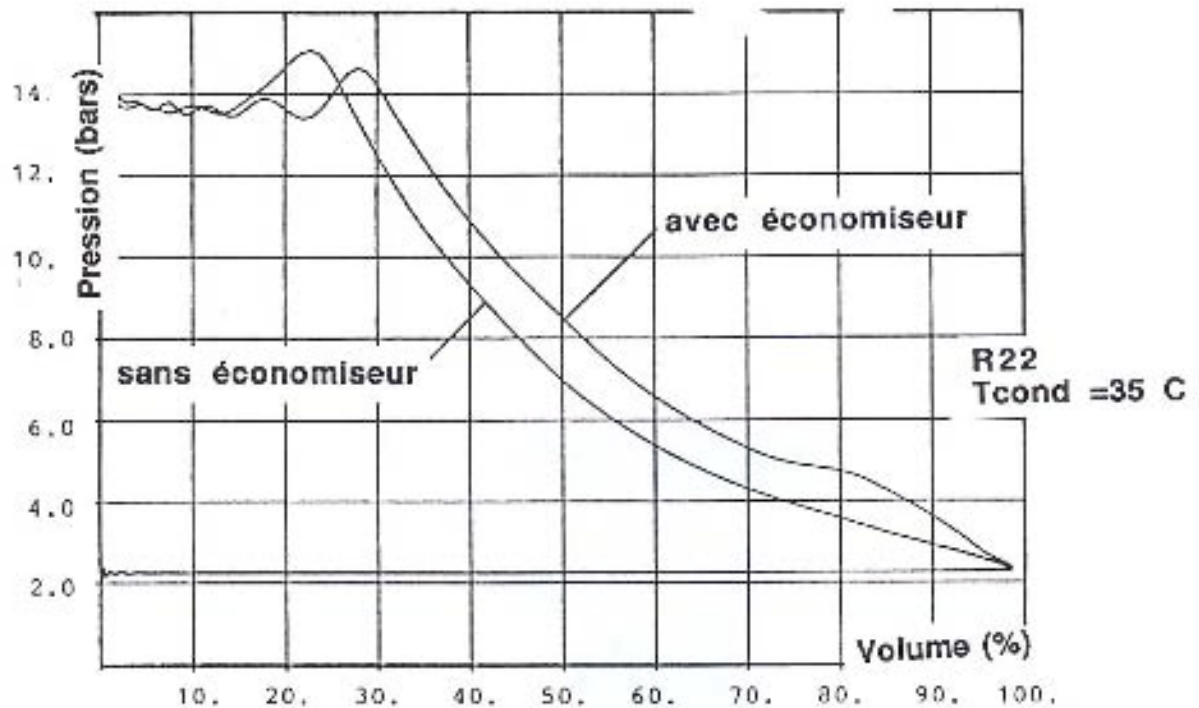


Figure 60: Comparaison des diagrammes P-V d'une chambre de compresseur à vis avec et sans économiseur

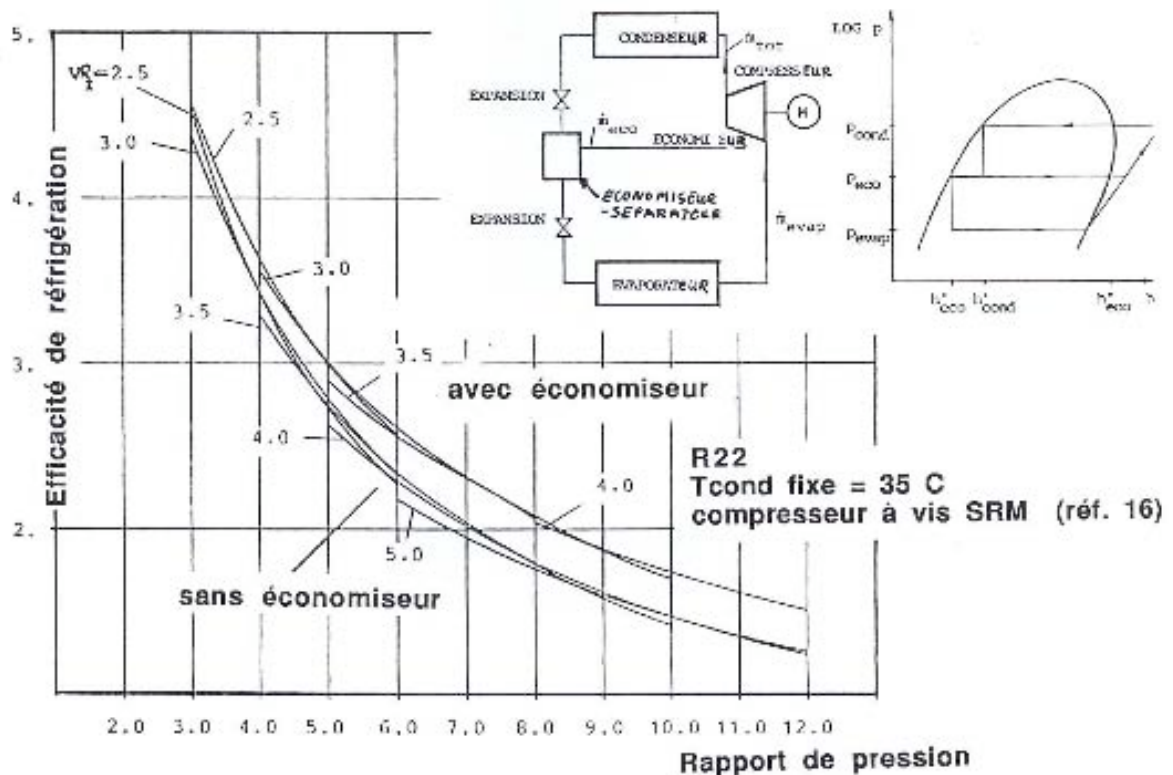


Figure 61: Influence calculée de l'économiseur sur l'efficacité de réfrigération (réf.16)

Economiseur

Les compresseurs à vis, comme les scrolls, offrent la possibilité d'introduire, en cours de compression, la vapeur moyenne pression provenant d'un économiseur-séparateur par l'intermédiaire d'une ouverture pratiquée dans le carter et donnant dans une des chambres en cours de compression. L'ouverture d'économiseur (de l'ordre de 10 à 20 mm) tend donc à permettre l'utilisation d'un seul compresseur dans un cycle à deux étages. Cette adjonction n'est pas aussi performante qu'un vrai deuxième étage séparé mais permet néanmoins d'accroître la capacité de réfrigération (ou de chauffage s'il s'agit de thermopompe).

Les figures 60 et 61 montrent l'effet (calculé) de l'économiseur sur la pression dans les chambres de compression d'une part, et sur l'efficacité de cycle d'autre part.

Il peut être nécessaire d'ajuster la position de l'orifice de l'économiseur en fonction de la capacité de réfrigération. Dans ce cas, il est intéressant d'installer l'orifice de l'économiseur sur le tiroir de réglage si le compresseur en est équipé.

Les compresseurs à vis existent en configuration ouverte (fig 41), c'est-à-dire avec un entraînement externe, ou en configuration semi-hermétique (fig 62) pour les CFC avec le débit d'aspiration refroidissant le moteur électrique.

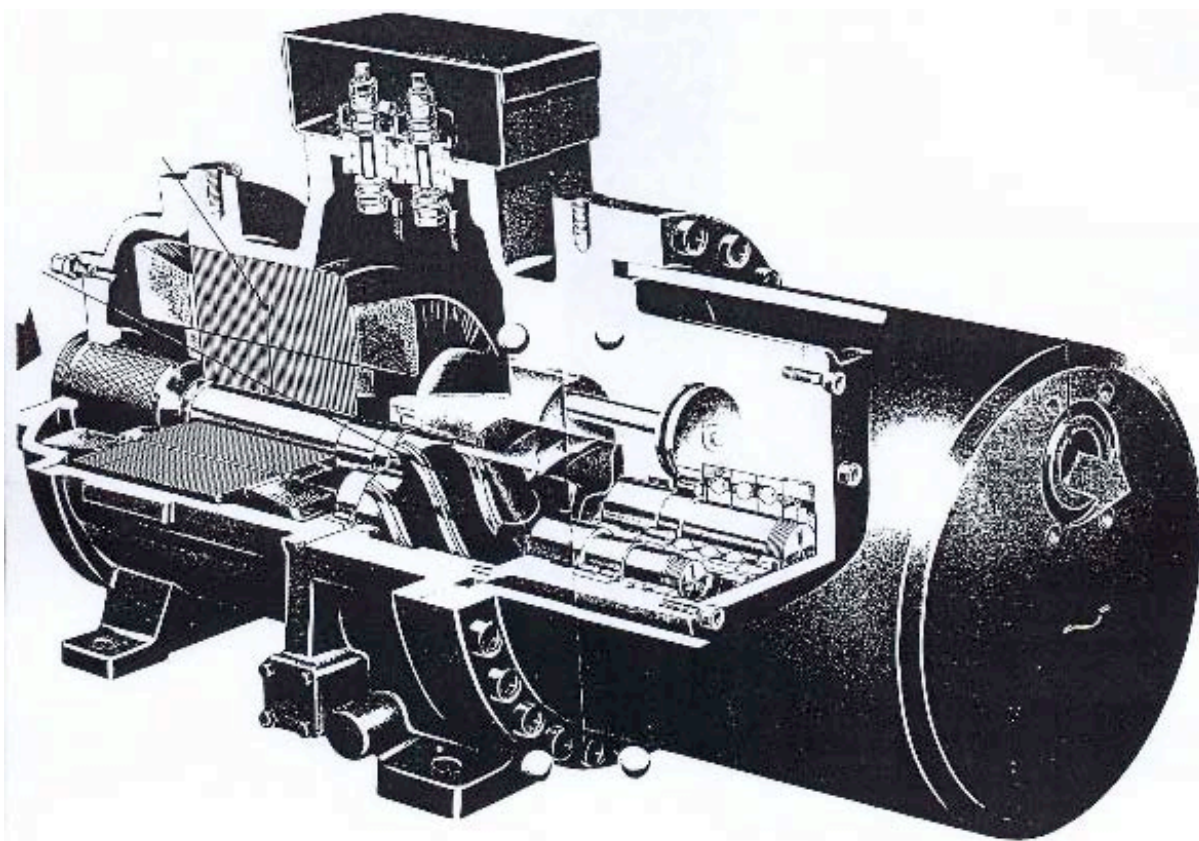


Figure 62: Ecorché de compresseur à double-vis semi-hermétique

Pertes

Un inventaire des pertes dans les compresseurs à vis lubrifié est donné en figure 63 avec leurs influences en fonction de la vitesse périphérique du rotor mâle. Dans la plupart des exécutions

actuelles, la vitesse optimale se situe aux alentours de 20 m/sec et la plage d'utilisation varie typiquement entre 10 et 35 m/sec. On voit néanmoins qu'une amélioration de la qualité des rotors en diminuant les tolérances conduit à une diminution de la vitesse optimum.

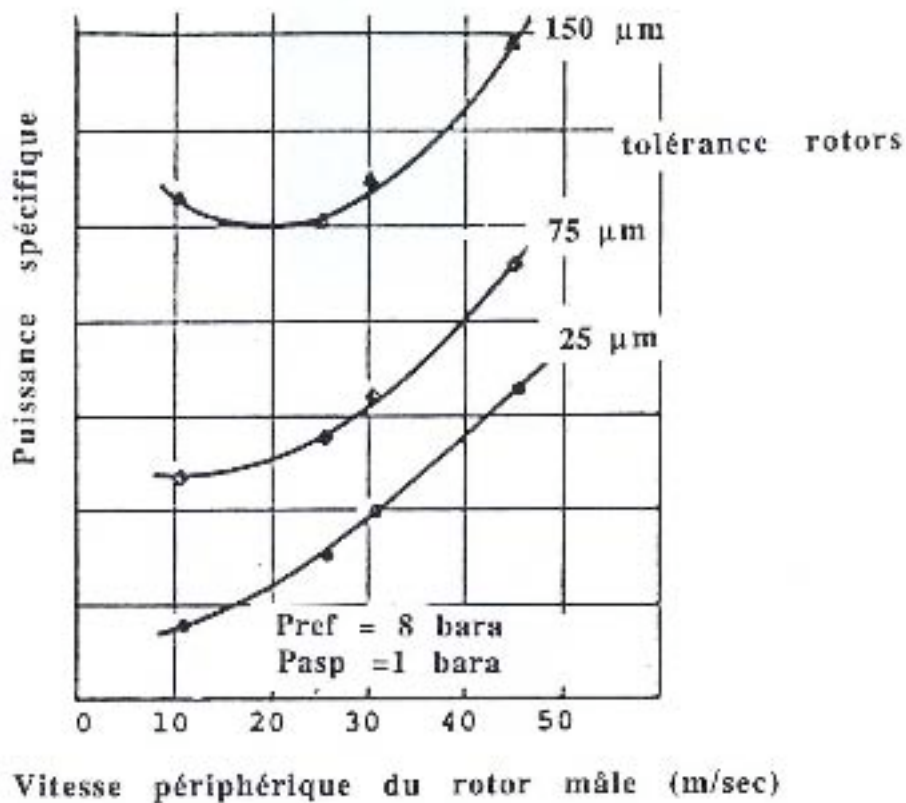
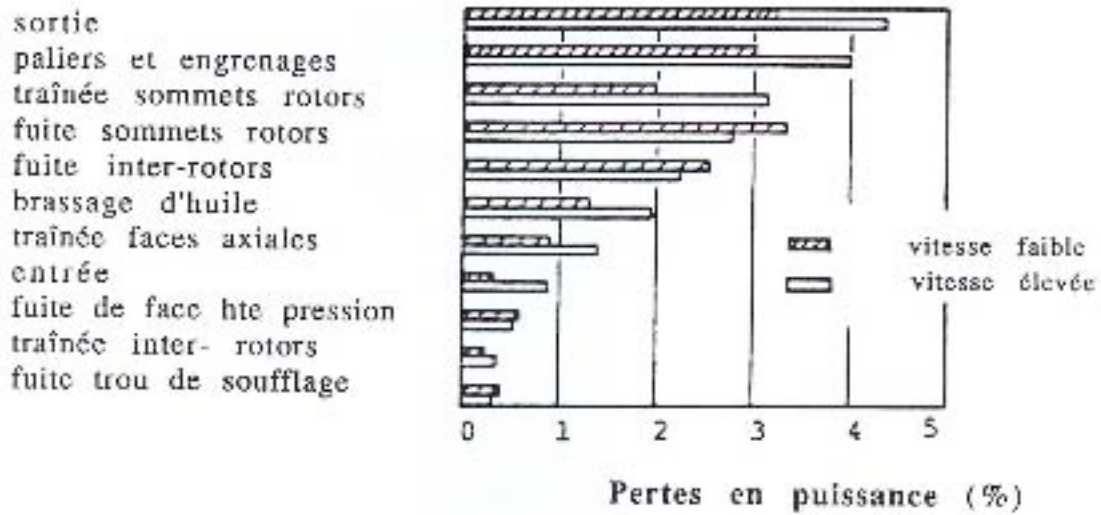


Figure 63 Pertes et puissance spécifique calculées de compresseurs à double-vis lubrifiés (air) en fonction de la vitesse de rotation (réf. 21)

COMPRESSEURS MONO-VIS

Comme illustré à la figure 64 le compresseur mono-vis est composé d'une vis centrale dont les chambres de compression sont fermées par les dents de deux rotors de barrage en forme de disques échancrés situés de part et d'autre du rotor principal. Les axes de ces rotors de barrage (gate rotors) sont perpendiculaires à un plan passant par l'axe du rotor principal. La combinaison la plus fréquente comprend un rotor principal à six cavités et des rotors de barrage à onze dents en matériaux composites à base de polymère.

L'aspiration se fait axialement ou radialement et une phase complète d'aspiration et de refoulement peut être accomplie d'un même côté du plan du rotor (deux cycles de compression par révolution par rapport à un cycle par révolution pour le double-vis (fig 65).

Ce type de compresseur a été introduit par le français Zimmern il y a une vingtaine d'années et est maintenant produit pour la climatisation et la réfrigération au Japon et en Angleterre.

COMPARAISON ENTRE DOUBLE-VIS ET MONO-VIS

Les dimensions par unité de volume aspiré sont similaires pour les deux types de compresseur. Le poids spécifique (kg/litre/rév.) est de l'ordre de 70 à 130. Les prix de fabrication sont du même ordre car le rotor principal du monovis est légèrement plus compliqué à usiner qu'un des rotors de double-vis.

Le grand avantage du mono-vis est l'équilibrage partiel des pressions de part et d'autre du rotor principal qui réduit les pertes mécaniques et les fuites induites par la flexion du rotor.

Comme le double-vis, le mono-vis peut être équipé d'un tiroir de contrôle pour le réglage de la capacité, un de chaque côté pour le mono-vis étant donné les deux zones de compression symétriques. Comme la compression se produit pour une variation angulaire très faible, de petits mouvements du tiroir affectent de façon importante le rapport de volume établi ce qui implique une plus grande précision que pour le double-vis.

Bien que les performances de compresseurs particuliers peuvent varier selon la marque, les double-vis conduisent généralement à une amélioration d'efficacité de l'ordre de quelques pourcents par rapport aux monovis et sont les plus répandus.

Pour la compression sèche (de l'air ou de la vapeur d'eau) le compresseur mono-vis est beaucoup plus difficile à synchroniser que le double-vis.

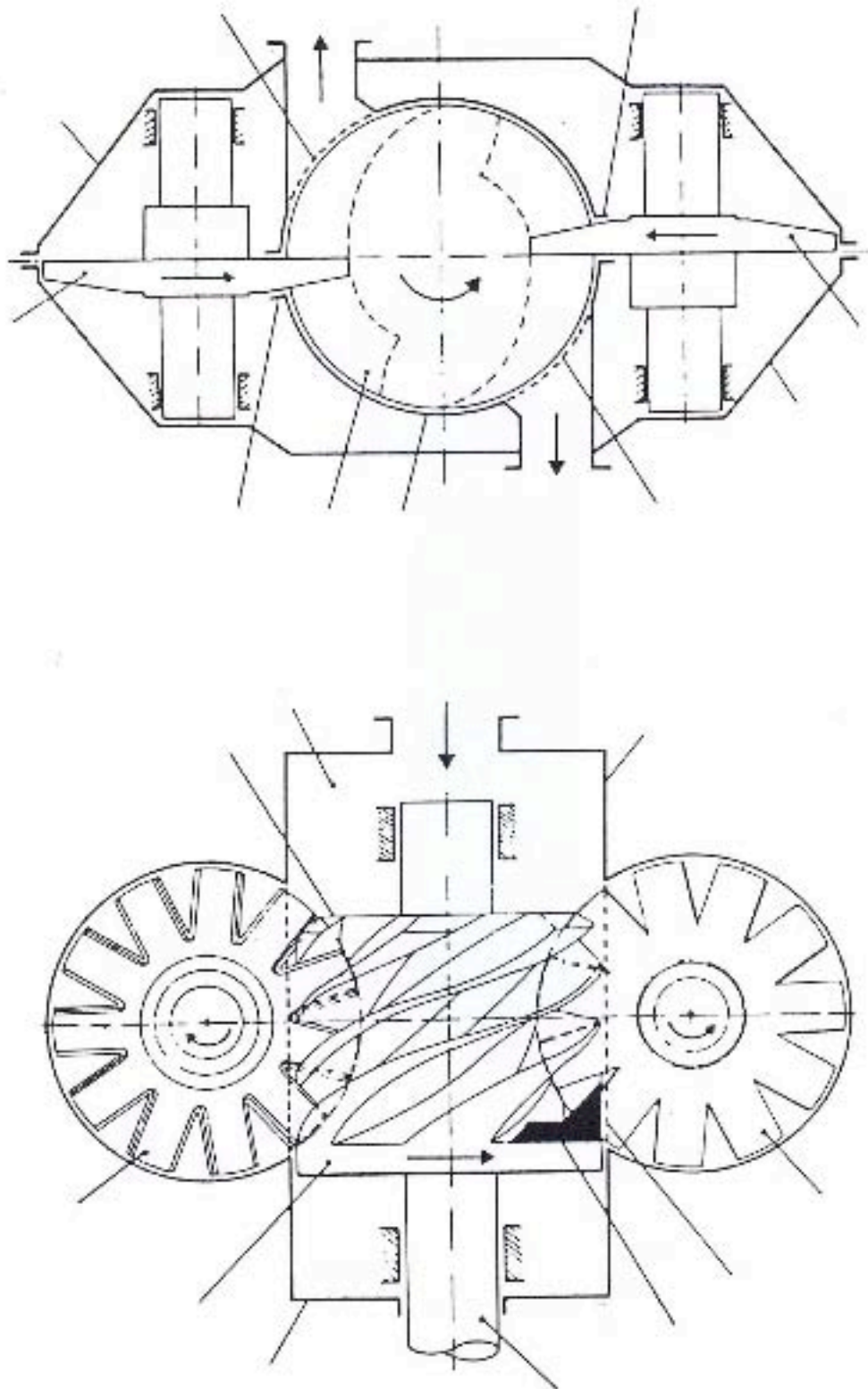


Figure 64 : Vues en coupe d'un compresseur mono-vis

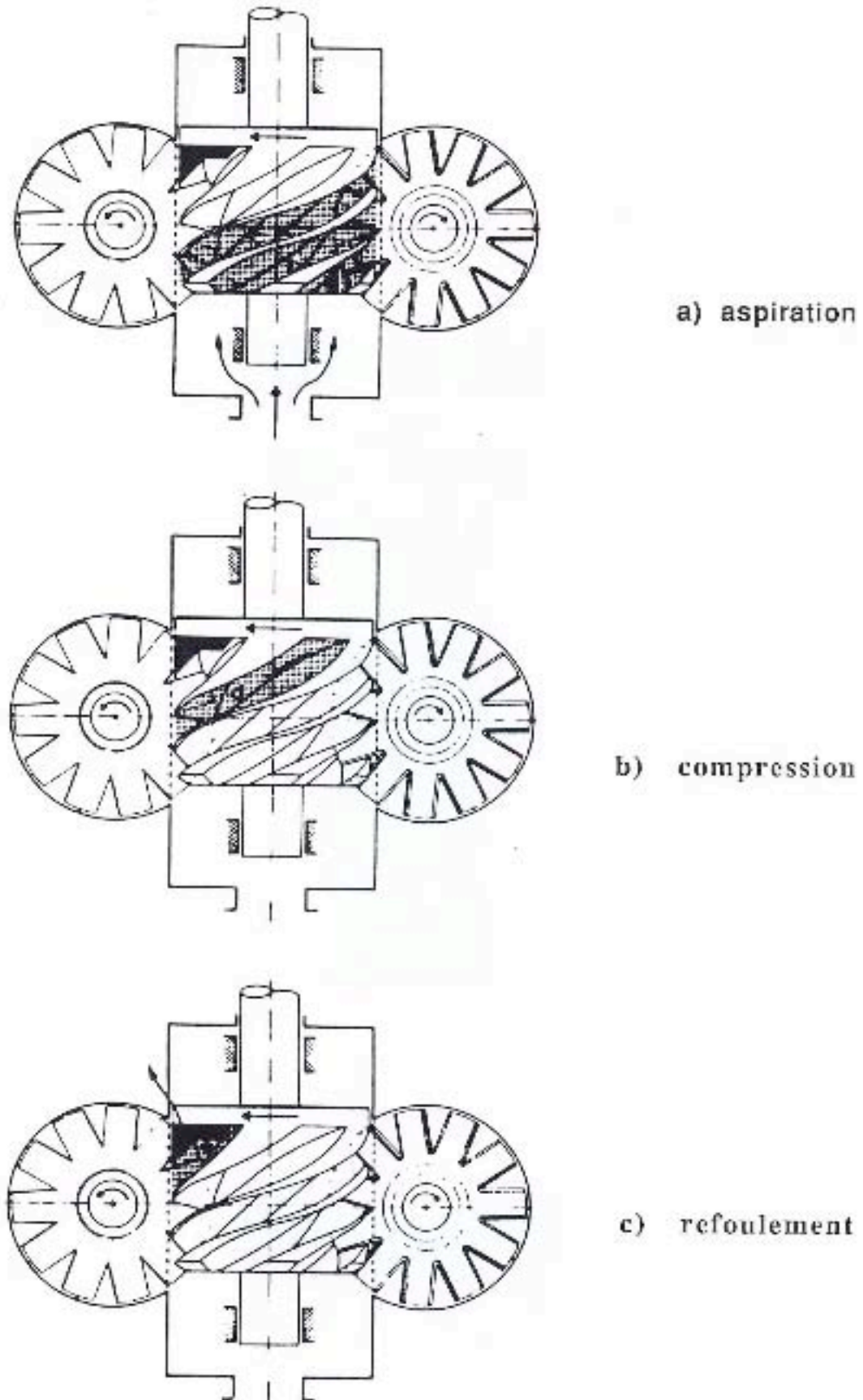


Figure 65 Séquences d'aspiration, de compression et de refoulement d'un compresseur mono-vis

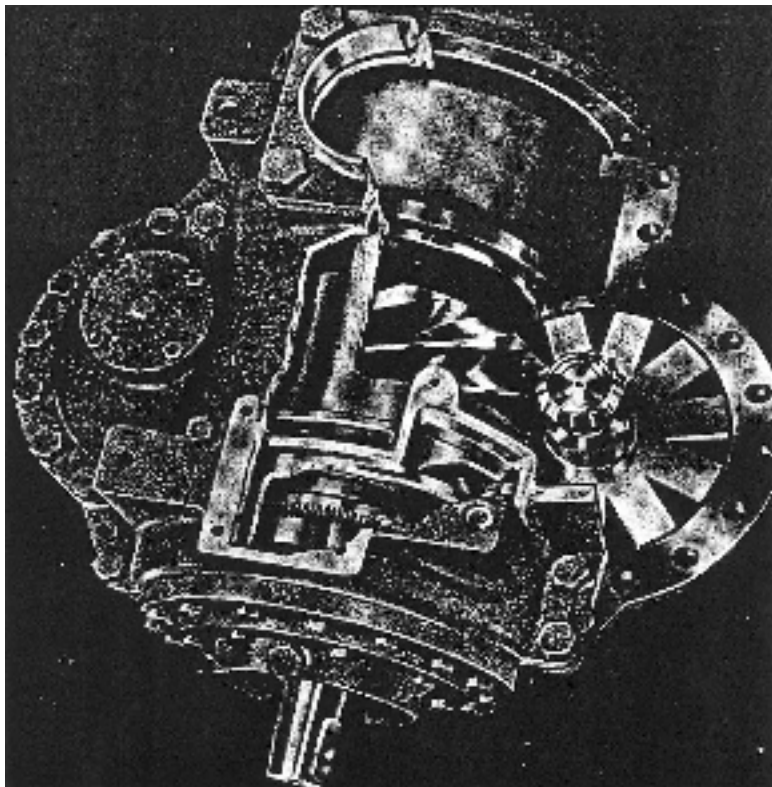
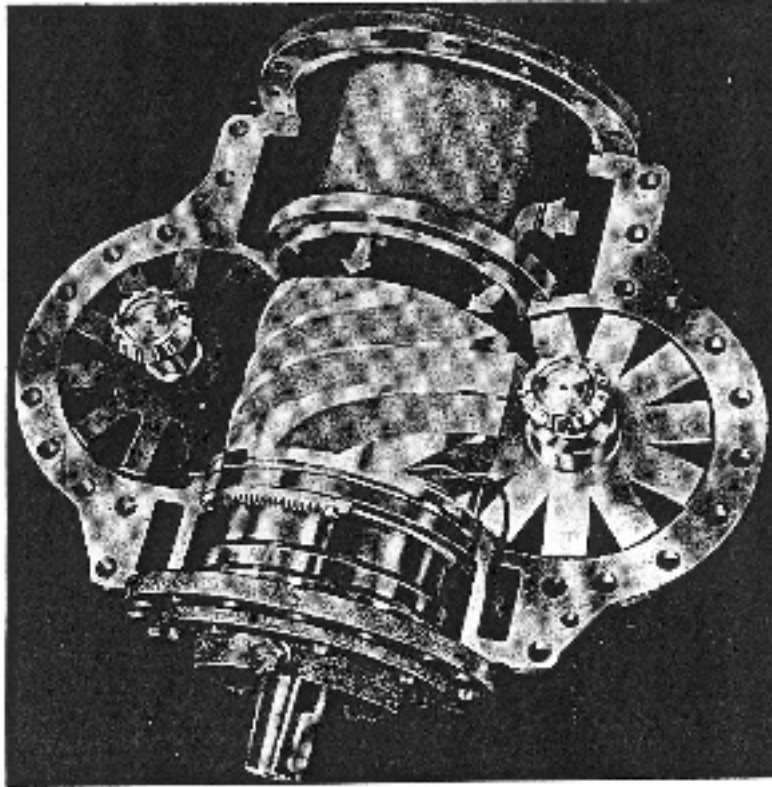


Figure 66 Ecorchés d'un compresseur mono-vis

Circuits de lubrification et de refroidissement des compresseurs à vis

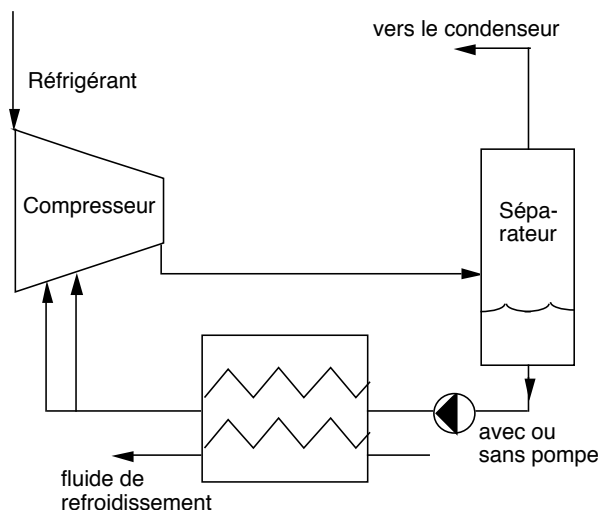
En cours de compression le mélange vapeur-huile s'échauffe, l'huile absorbant une partie de l'énergie chaleur de compression de la vapeur de réfrigérant. La figure 67 résume les différents circuits de refroidissement et de réinjection d'huile. Dans tous les cas présentés le circuit est équipé d'un séparateur d'huile au refoulement. L'huile reprise de ce séparateur peut être réinjectée généralement au moyen d'une pompe et après avoir passé dans un refroidisseur alimenté par un circuit externe à l'eau glycolée (cas a). Un tel circuit externe sera soit alimenté par le réseau de refroidissement du site industriel s'il en existe un ou sera connecté à sa propre tour de refroidissement.

Le circuit de refroidissement externe peut également être remplacé par le réfrigérant liquide lui-même prélevé en partie de la bouteille par pompage ou thermosiphonage. Dans le cas de thermosiphonage qui a l'avantage de n'impliquer aucune pièce mobile, ni joint d'arbre, la bouteille doit être placée suffisamment au-dessus de l'échangeur pour permettre la circulation.

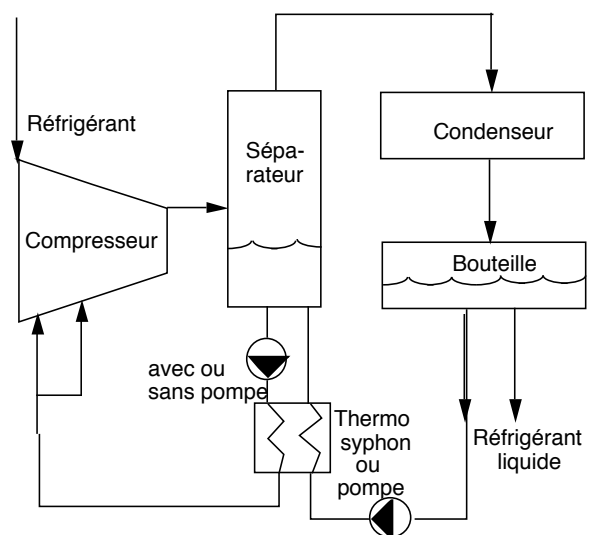
Un troisième concept consiste à injecter du réfrigérant liquide en cours de compression avec un réglage d'injection basé sur la surchauffe au refoulement. Une telle mesure a pour principal désavantage une réduction de l'efficacité volumétrique du compresseur par revaporisation du débit de fuite interne.

Enfin, un dernier concept consiste à désurchauffer au refoulement par injection de réfrigérant liquide. Une pompe est fréquemment introduite étant donné la haute pression de vapeur et le fait qu'on désire pulvériser partiellement le liquide injecté pour assurer une évaporation rapide et ainsi diminuer le débit d'injection.

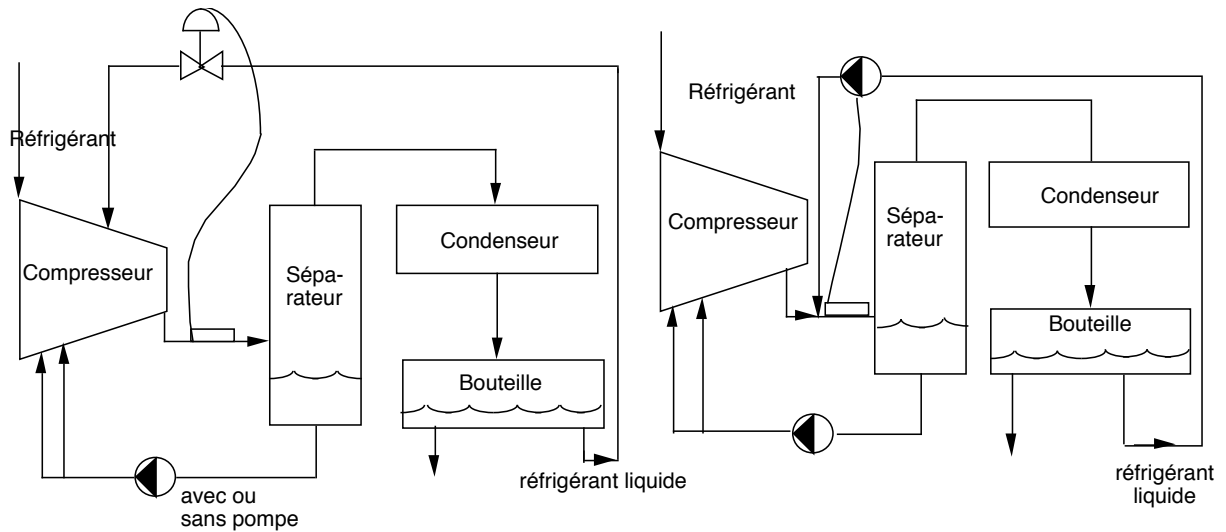
La température de l'huile injectée est typiquement de l'ordre de 20 à 65°C pour les CFC et HCFC et de 20 à 50°C pour l'ammoniac.



a) huile refroidie par échangeur externe



b) huile refroidie par échangeur interne



c) huile refroidie et vapeur désurchauffée par injection de réfrigérant liquide en cours de compression d) huile refroidie et vapeur désurchauffée par injection de réfrigérant liquide au refoulement

Figure 67 Circuits de refroidissement d'huile de compresseurs à vis lubrifiés

La figure 68 donne finalement un exemple d'installation compacte permettant le refroidissement d'eau de circuits de climatisation notamment. Les vapeurs sont aspirées par le haut avec une conduite coudée et ressortent à la partie inférieure directement au-dessus de l'espace annulaire entourant le condenseur. L'espace annulaire joue ici le rôle de séparateur d'huile avec notamment un réchauffeur d'huile à sa base pour permettre une revaporisation du réfrigérant dissous. L'évaporateur est placé parallèlement au condenseur sur le même châssis .

Compresseurs scroll

Pour des débits plus faibles, nous avons vu qu'un des compresseurs en plein développement était le compresseur scroll. Bien que l'idée ait été brevetée en 1905 déjà (fig 69), ce n'est qu'avec l'amélioration récente des possibilités d'usinage précis à commande numérique que ce concept a pu entrer sur le marché. Le concept est basé sur deux spirales orbitant l'une par rapport à l'autre et formant des chambres qui compriment le gaz à partir de l'ouverture d'aspiration, située sur toute la périphérie, à l'ouverture axiale de refoulement située au centre (fig 70). Deux chambres de compression en forme de croissant de lune évoluent simultanément de part et d'autre d'une des spirales. Une phase complète aspiration + compression correspond à deux tours de l'arbre d'entraînement.

En général une spirale est fixe et la deuxième est entraînée selon un mouvement orbital guidé soit par un assemblage à glissières croisées (dit de Oldham, fig 71), soit par une rangée annulaire de billes tournant dans une cage à cavités de plus grands diamètres et agissant également comme palier axial. (fig.72)

En cours de compression l'ouverture de refoulement est soit masquée par l'épaisseur des spirales elles-mêmes, soit fermée par une soupape de refoulement.

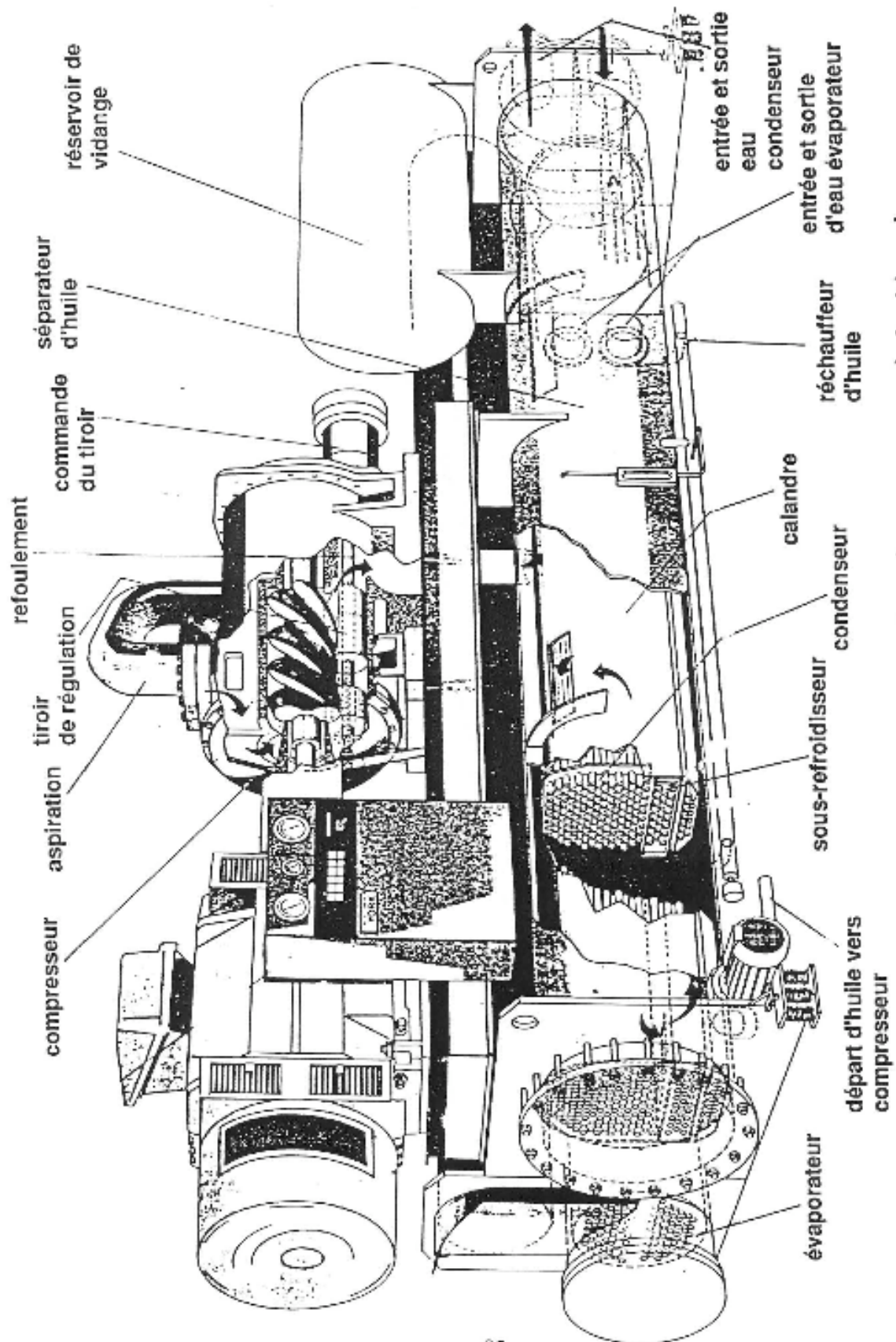


Figure 68 Unité compacte de refroidissement d'eau à compresseur à double-vis

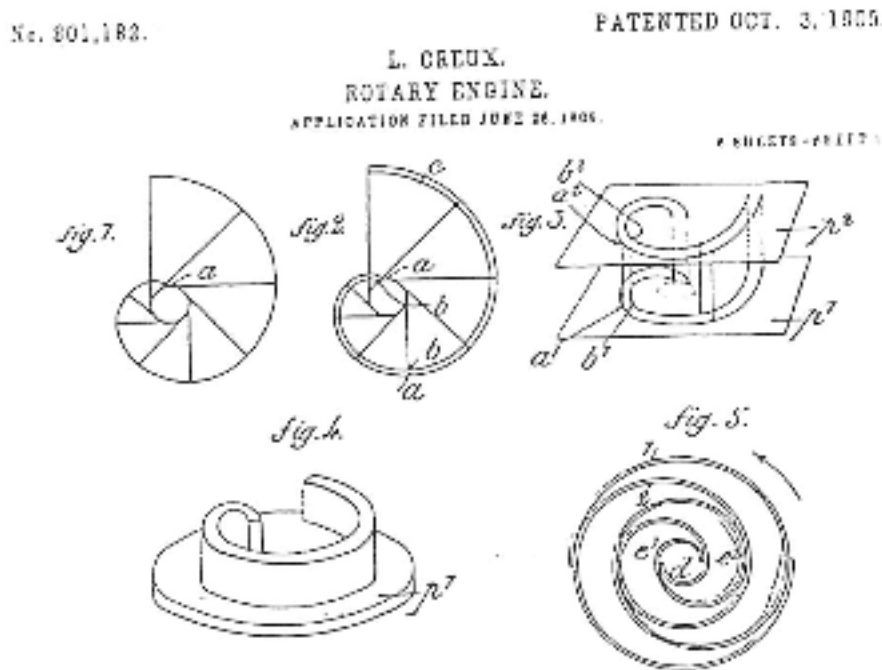
Un des grands intérêts du scroll est lié au fait que, contrairement aux compresseurs à vis, il n'y a pas de ligne de fuite directe entre la zone de refoulement et celle d'aspiration. En effet, les fuites internes principales sont:

- Les fuites d'arête (fig.73a), entre le sommet du profil de scroll et le disque de l'autre scroll qui sont généralement les plus importantes et
- Les fuites de flanc (fig 73b) entre les deux profils de scroll, sorte de tuyère dont le col serait aligné avec l'axe de rotation.

Ces deux types de fuites connectent deux chambres de compression à des phases différentes mais à rapport de pression inférieur au rapport de pression installé. Différentes améliorations ont été proposées en vue de limiter ces fuites. Pour réduire les fuites d'arête certains compresseurs, notamment pour la climatisation de voiture, donc à durée de vie faible, sont équipés de joints polymères en forme de spirale également et pressés par ressort (fig. 73c). Pour réduire les pertes de flanc, les techniques les plus prometteuses font appel à des combinaisons de matériaux auto-lubrifiants de façon à tolérer un léger contact.

L'importance des pertes d'arête tend naturellement à décroître avec une hauteur axiale des scrolls croissante. Cependant la hauteur des scrolls est limitée par l'accroissement des pertes au refoulement étant donné qu'il s'agit alors de brusquement vider un cylindre de gaz par l'une de ses extrémités. Ce processus peut conduire à des surpressions non négligeables dont il convient de tenir compte lors de la conception de la géométrie de l'ouverture de refoulement.

Les scrolls couvrent actuellement une gamme de puissance électrique entre un et dix kW et plusieurs publications récentes mentionnent des efficacités volumétriques de l'ordre de 90% donc substantiellement meilleures que celles des compresseurs à piston (70-80%).



Figures 69: Premier brevet connu décrivant le principe du compresseur scroll

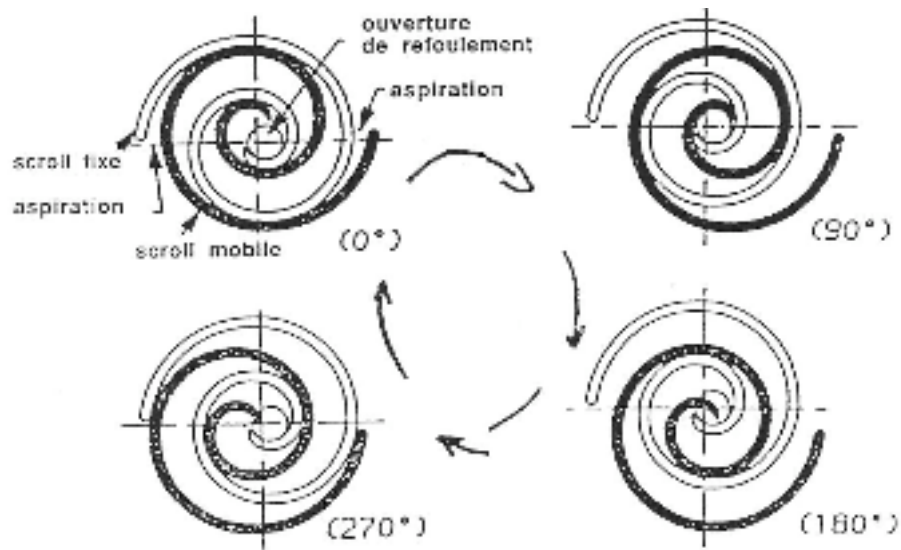


Figure 70: Séquences d'aspiration et de compression d'un compresseur scroll orbital

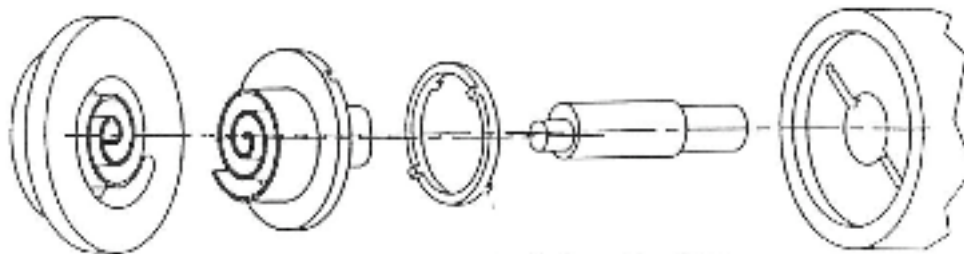


Figure 71 Accouplement à glissières (dit d'Oldham)

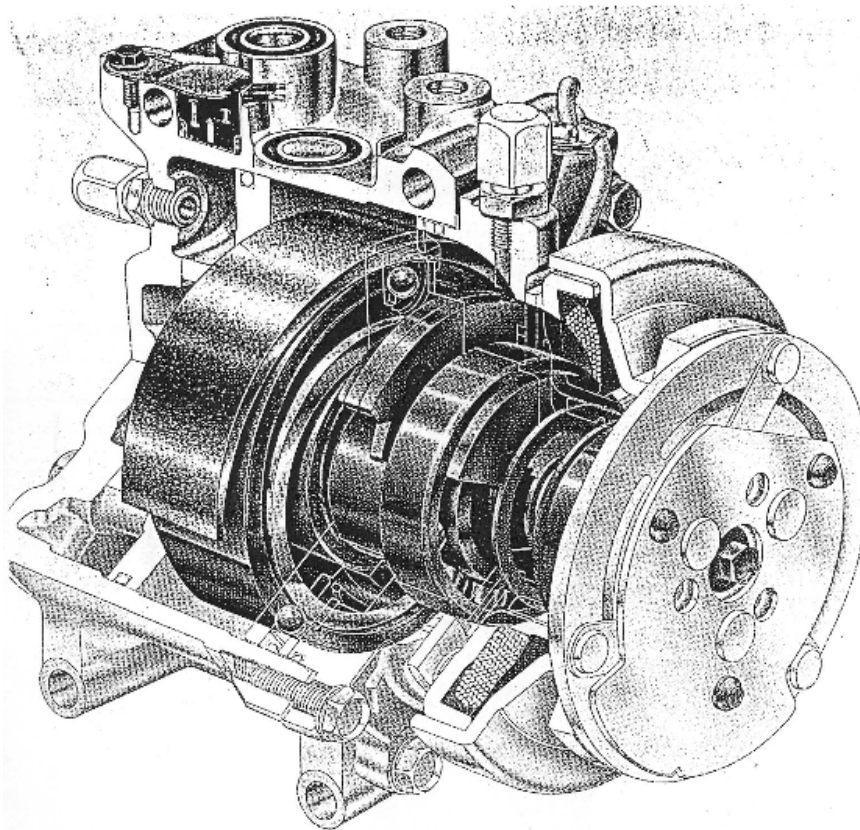


Figure 72 : Ecorché de compresseur scroll avec dispositif d'entrainement orbital à billes

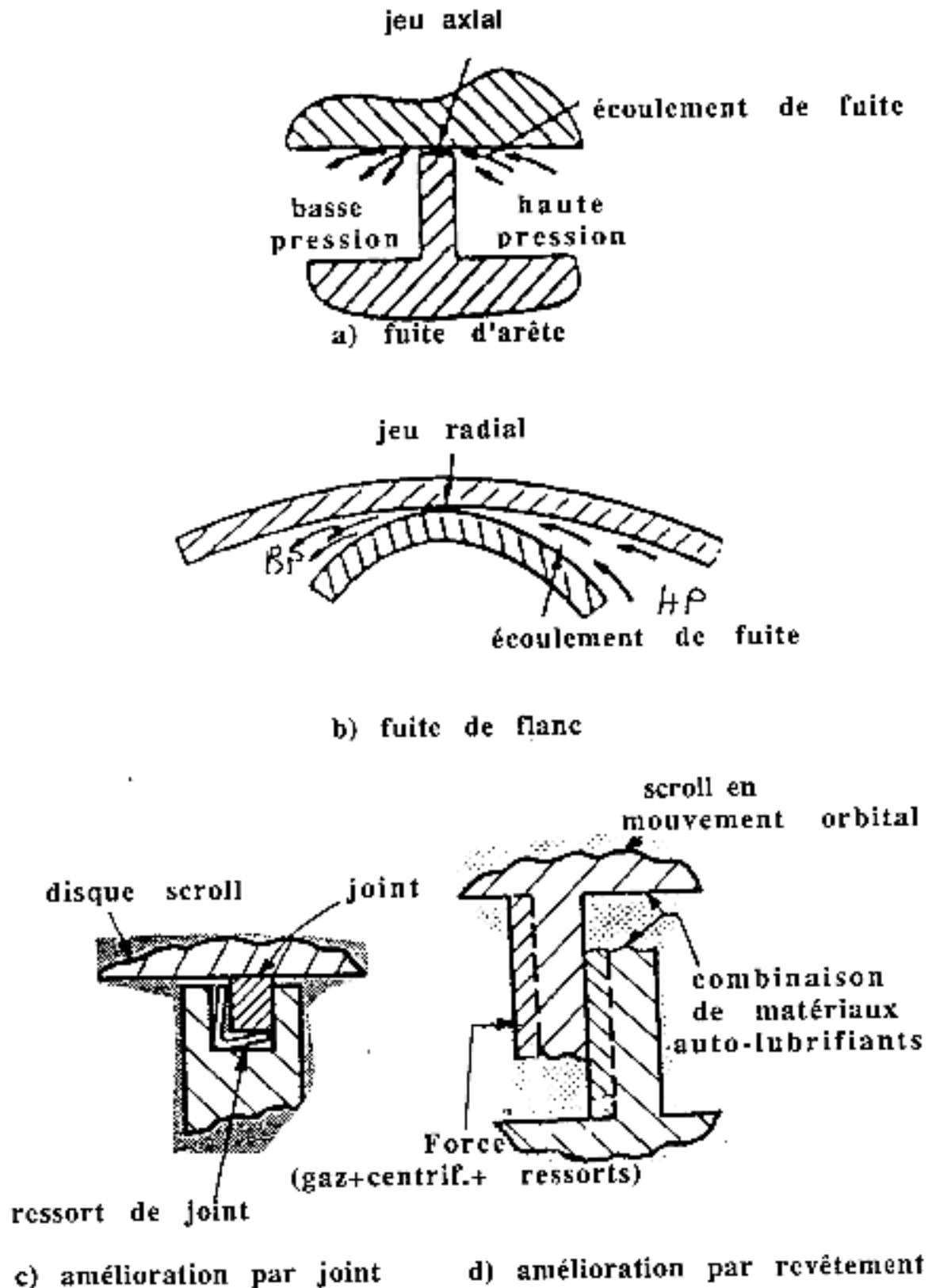


Figure 73 : Principaux types de fuites du compresseur scroll

Compresseurs centrifuges

Ce type de compresseur en version multiétagées est utilisé pour les installations de fortes puissances adaptées à la climatisation de grands immeubles ou pour des pompes à chaleur de réseaux urbains par exemple.

Le mode de compression pour ce type de compresseur, dit dynamique, est essentiellement différent des machines volumétriques. Il s'agit d'un système ouvert en permanence, la roue communiquant son énergie mécanique au fluide pour l'accélérer avant de récupérer l'énergie cinétique du gaz sous forme d'énergie de pression par ralentissement dans le diffuseur. Le rapport de pression est alors étroitement lié à la vitesse périphérique de la roue et le fonctionnement stable est limité par la limite dite de pompage. Les caractéristiques de réglage de l'installation devront donc impérativement tenir compte de cette différence.

La figure 74 montre la caractéristique (en trait épais) de fonctionnement d'un compresseur centrifuge à aubage de sortie purement radial et à vitesse de rotation constante. On constate que le débit reste tout d'abord très stable en augmentant graduellement le rapport de pression puis diminue rapidement jusqu'à la limite de pompage. Cette caractéristique à vitesse constante devient plus plate pour des roues dessinées pour des rapports de pression faibles ou des roues avec un angle d'aubage de sortie négatif par rapport à la verticale et au sens de rotation (backward lean angle). Alors que pour les compresseurs volumétriques un réglage par changement de vitesse de rotation n'affecte pratiquement pas le rapport de pression, pour les compresseurs centrifuges l'ensemble de la caractéristique se déplace vers des rapports de pression et des débits plus faibles. Un tel mode de réglage n'est donc pas favorable aux centrifuges sauf pour les cas où la charge (rapport de pression) diminue conjointement avec le débit.

Dans les autres cas le mode de réglage le plus courant est réalisé par introduction d'un aubage de prérotation à calage variable. Cette solution plus économique qu'un réglage de vitesse à ces puissances se traduit également par une chute du rapport de pression et le rapport de pression moyen doit être suffisamment plus faible que le rapport de pression maximal pour avoir une plage de réglage suffisante.

Dans les cas où le rapport de pression doit impérativement être maintenu constant sur une large plage de débit, il existe différents systèmes de réglage du diffuseur, le plus performant étant un aubage de diffuseur à calage également variable.

Si, dans une pompe à chaleur industrielle (ex: recompression mécanique de vapeurs) on a sous-estimé les pertes thermiques du circuit, il est généralement possible de fermer partiellement la vanne de sortie des compresseurs volumétriques pour augmenter ainsi la puissance fournie et rendre l'installation fonctionnelle malgré tout. A cause du pompage, une telle démarche n'est guère réalisable avec un centrifuge.

Les compresseurs centrifuges adaptés à la réfrigération existent en version ouverte ou semi-hermétique (fig 75). Pour les fluides à masse moléculaire faible et rapport de chaleurs spécifiques élevé, la vitesse de rotation limite très rapidement les rapports de pression réalisables par étage de centrifuge. Les compresseurs centrifuges sont donc économiquement mieux à même de comprimer les CFC ou les HCFC que l'ammoniac.

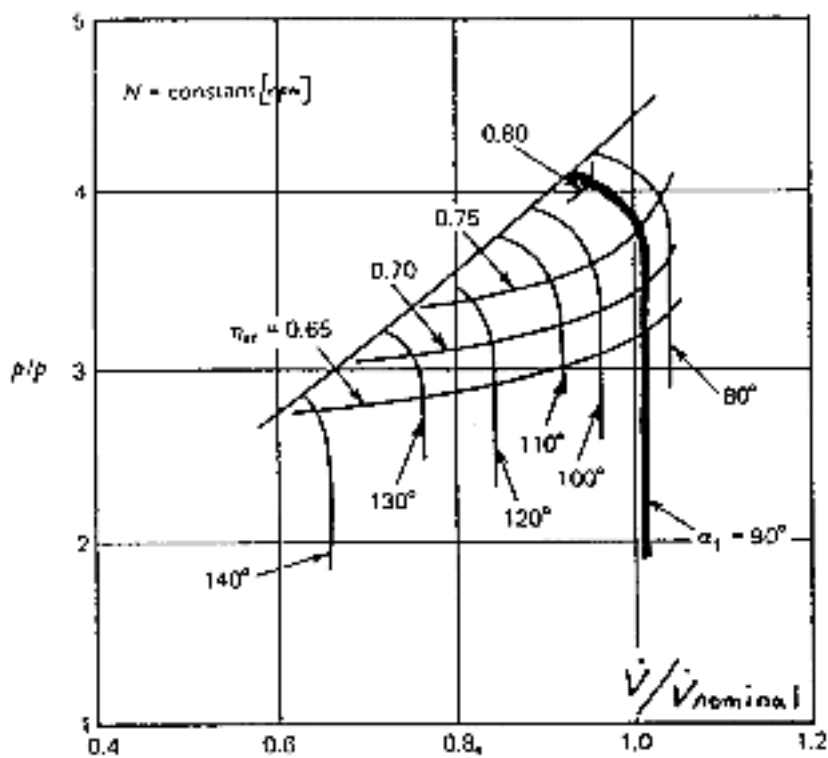


Figure 74a: Caractéristiques d'un compresseur centrifuge à angle de sortie purement radial en fonction de l'angle de calage de l'aube de prérotation (réf. 18)

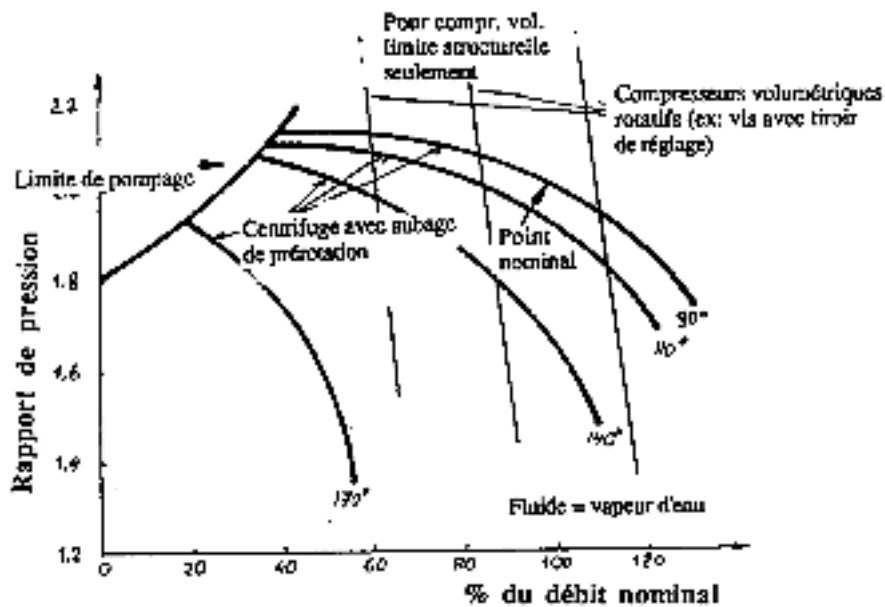


Figure 74b: Caractéristiques de compresseur centrifuge à angle de sortie d'aube négatif en fonction de l'angle de calage de l'aube de prérotation avec, en superposition, les caractéristiques typiques de compresseurs volumétriques rotatifs (ex: vis)

Pour des études de faisabilité, les diamètres de roue et les vitesses de rotation pour des régimes de fonctionnement donnés et pour chaque étage peuvent être estimés à l'aide de la fig.76 tirée de Baljé (réf.18) , en fonction de:

La vitesse spécifique: $n_s = \frac{\omega \sqrt{\dot{V}_{in}}}{(\Delta h_s)^{3/4}}$

avec ω = vitesse angulaire (rad/sec)

\dot{V}_{in} = débit-volume d'aspiration (m^3/sec)

Δh_s = différence d'enthalpie de compression isentrope massique (J/kg)

et le

diamètre spécifique: $d_s = \frac{D(\Delta h_s)^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}_{in}}}$

avec: D = diamètre extérieur de roue (m)

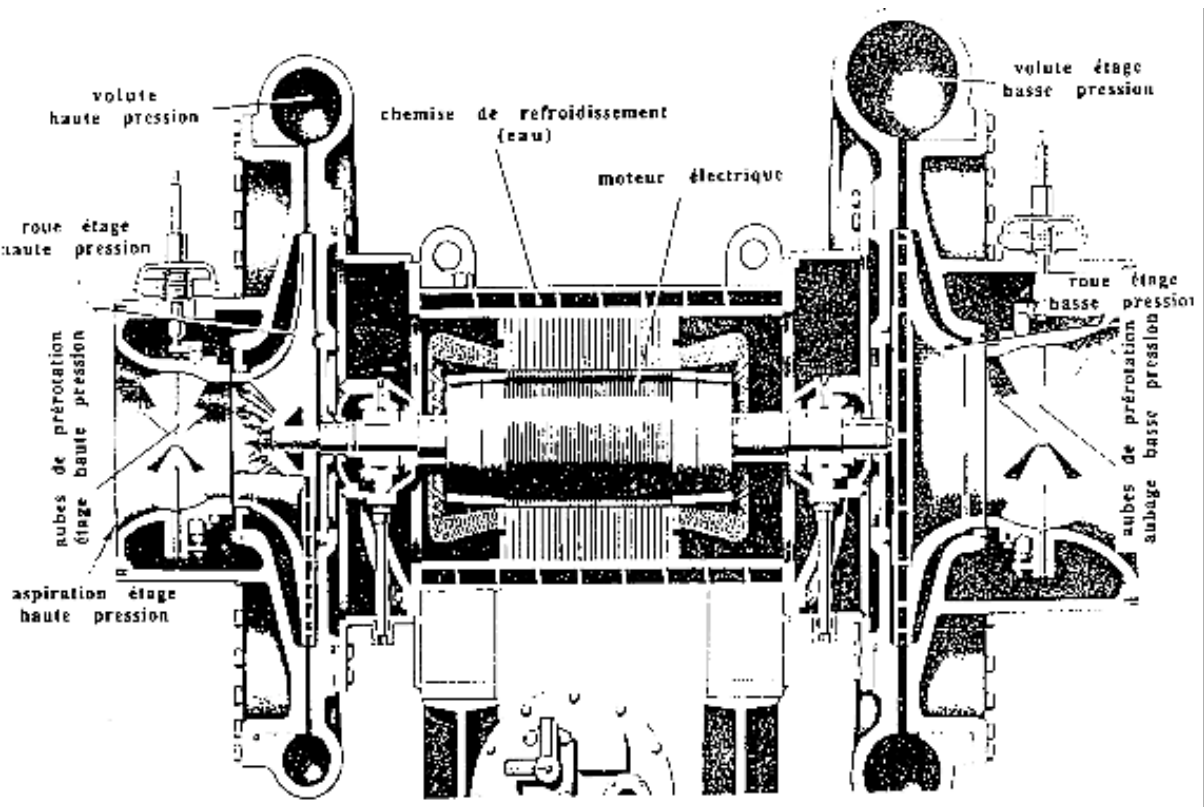


Figure 75 Exemple de compresseur centrifuge bi-étage en conception semi-hermétique avec moteur électrique à haute vitesse

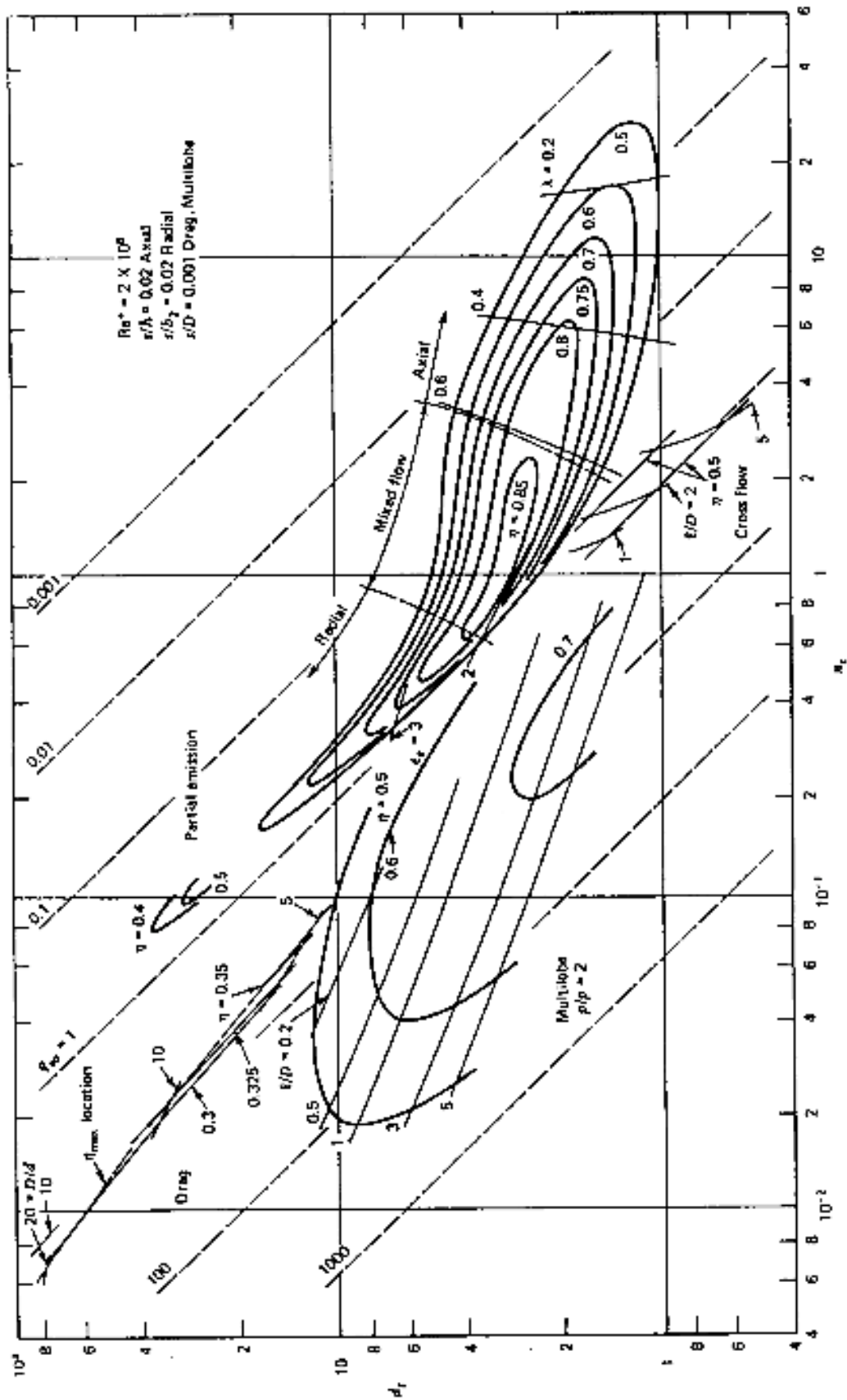


Figure 76 Diagramme n_s - d_s pour des compresseurs monétagés

EVAPORATEURS

Les évaporateurs sont des échangeurs de chaleur qui permettent de vaporiser le réfrigérant en recevant l'énergie thermique nécessaire soit d'un liquide (eau, eau glycolée, etc) ou d'un gaz comme l'air d'une chambre froide ou de l'atmosphère pour les thermopompes. Le réfrigérant peut se vaporiser soit à l'intérieur de tubes parcourus extérieurement par le fluide source comme c'est le plus fréquemment le cas, soit à l'extérieur de tubes parcourus intérieurement par le fluide source.

Il existe trois types principaux d'évaporateurs selon le mode d'alimentation et de contrôle (fig. 77):

a) les évaporateurs à détente directe (fig.77)

Une vanne de détente dite thermostatique assure une alimentation en réfrigérant liquide de telle sorte que la vapeur à la sortie de l'évaporateur soit toujours surchauffée dans une fourchette de surchauffe fixée. Le réfrigérant parcourt une fois par cycle toute la longueur des tubes ou des canaux entre plaques en parallèle, sans recirculation, jusqu'à l'aspiration du compresseur. Quelle que soit la capacité de réfrigération demandée, les mêmes longueurs de tubes assurent l'évaporation et la surchauffe.

La tige de commande d'une vanne thermostatique (fig.78) est actionnée au moyen d'un diaphragme par la différence de pression entre un circuit externe comprenant un bulbe senseur et la pression de l'évaporateur. Le circuit externe comprend un fluide similaire de telle sorte que, lorsque la température de sortie de l'évaporateur correspond à la température de saturation, la différence de pression au diaphragme est nulle et le ressort de rappel assure alors la fermeture de la vanne, le temps de permettre à l'excès de réfrigérant liquide de l'évaporateur de s'évaporer. Dès que la température à la sortie de l'évaporateur s'élève, la pression dans le circuit externe augmente et la tige de vanne est actionnée pour augmenter l'alimentation de l'évaporateur en réfrigérant. Ce type de réglage est de loin le plus répandu avec les CFC et HCFC en réfrigération domestique ou commerciale et en climatisation. La précision de réglage n'est cependant pas excellente et demande souvent une surchauffe importante pour éviter les coups de liquide au compresseur. La perte de charge dans l'évaporateur peut également jouer un rôle, raison pour laquelle le dispositif de commande de la vanne thermostatique est souvent équipé d'une prise d'équilibrage de la pression du côté évaporateur du diaphragme (fig 78). Les vannes thermostatiques conduisent fréquemment à un comportement fluctuant du système, même pour des conditions relativement stationnaires. D'autre part, à une même différence de température de surchauffe correspond une différence de pression au diaphragme qui varie si le même fluide est utilisé dans le circuit externe à bulbe. Cet effet est particulièrement défavorable si l'installation doit fréquemment passer d'une température nominale basse à une température élevée (atmosphérique). Dans un tel cas, un mélange de fluide est utilisé dans le circuit du bulbe pour essayer de régulariser la différence de pression en fonction du niveau de température.

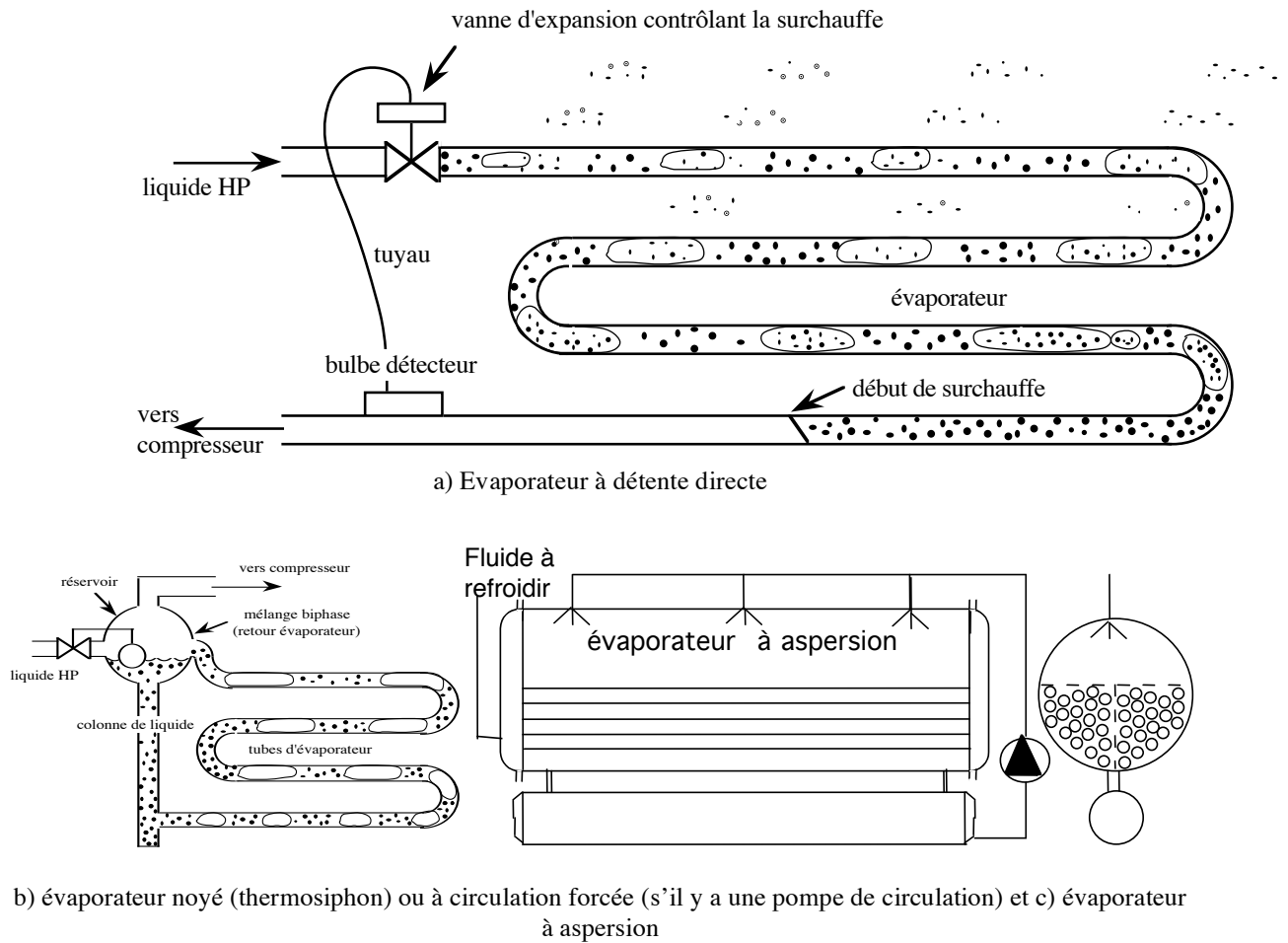


Figure 77 Principaux types d'évaporateurs

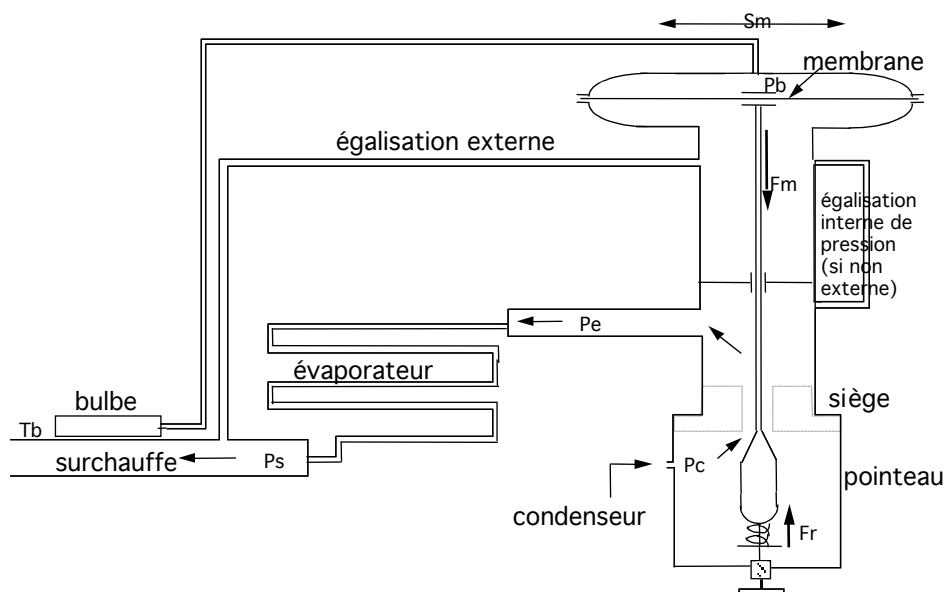


Figure 78 Principe de fonctionnement d'une vanne de détente thermostatique

Pour les systèmes à ammoniac, les vannes thermostatiques sont peu utilisées car les débits sont généralement plus faibles que pour les CFC (et HCFC) à charge de réfrigération donnée ce qui requiert une précision de réglage plus serrée. D'autre part, des tuyaux en acier sont utilisés avec l'ammoniac contrairement au cuivre pour les CFC d'où une conductivité thermique plus faible et donc une action plus lente sur le bulbe.

A titre indicatif, la figure 79 montre une nouvelle carte d'écoulement caractérisant l'évolution dans un tube en cours d'évaporation (réf.31). L'écoulement joue un rôle important sur le coefficient de transfert de chaleur donné à la figure 80 tirée de la même référence. Une grandeur très importante est le débit surfacique G de fluide, quelque fois aussi appelé vitesse massique. Pour un relativement faible débit surfacique, l'écoulement a tendance à se stratifier rapidement avec tout au plus quelques vagues plus ou moins accentuées lorsque le titre augmente. Ceci se traduit par un coefficient de transfert relativement bas en raison du mauvais transfert dans la partie non mouillée du tube. L'influence du titre est alors moins prononcée que pour des flux surfaciques supérieurs (200 et 400 sur la fig 79) qui conduisent rapidement à un écoulement intermittent puis à un écoulement annulaire avec, à haut titre, un assèchement partiel du film qui marque une rapide décroissance du transfert de chaleur. La valeur du flux de chaleur lui-même joue un rôle moindre comme on peut le voir à la figure 80.

Les équations régissant tant les domaines d'écoulement que les corrélations permettant le calcul du coefficient de transfert de chaleur sont données en annexe.

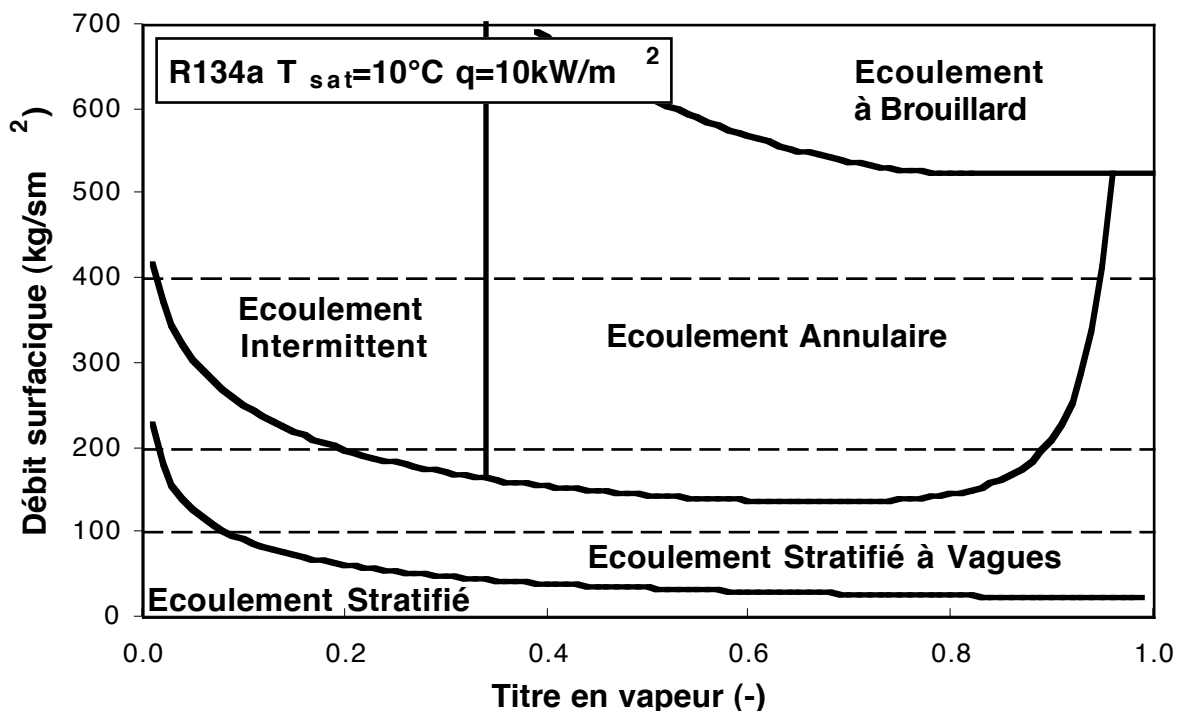


Figure 79 Domaines d'écoulement en cours d'évaporation du R134a (d'après réf 31)

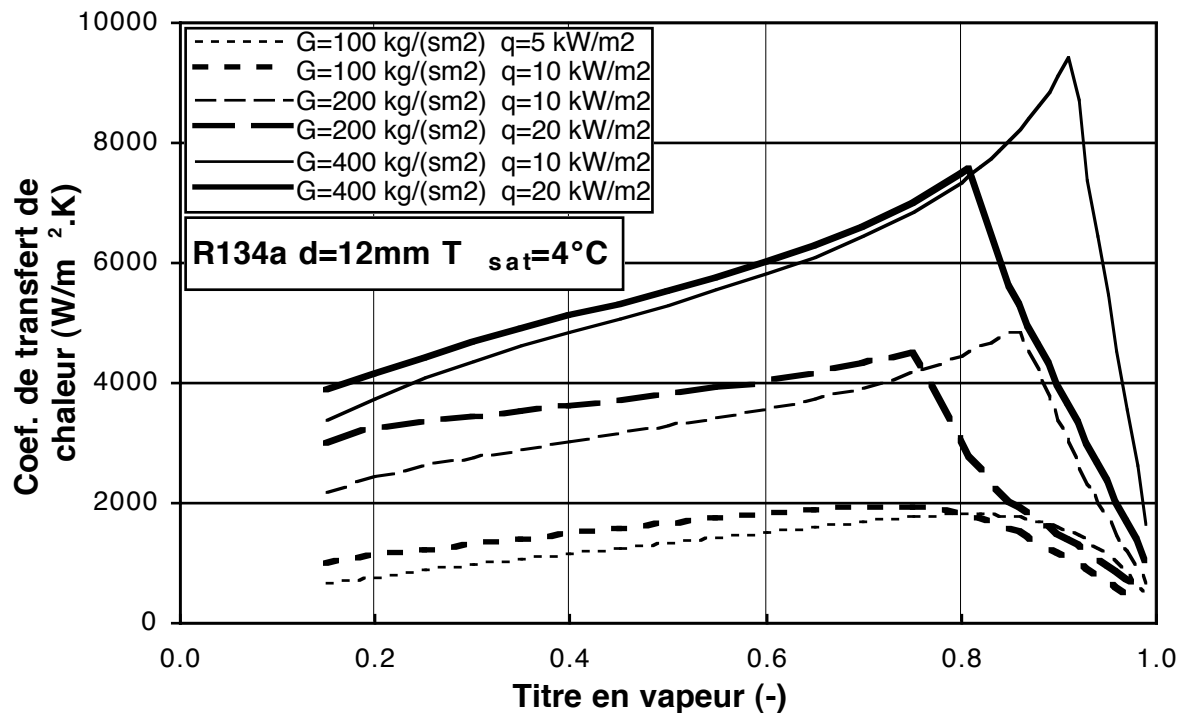


Figure 80 Evolution du coefficient de transfert de chaleur dans un tube en fonction du débit surfacique et du flux de chaleur (réf.31)

b) les évaporateurs noyés à circulation naturelle ou forcée

Les tubes d'évaporateur sont ici continuellement alimentés en réfrigérant liquide à partir d'un réservoir séparateur situé en aval d'une vanne d'expansion à niveau. Un mélange biphas sort des évaporateurs et retourne au séparateur, duquel la vapeur saturée est aspirée par le compresseur. Le liquide saturé soit :

- par convection naturelle grâce à la colonne verticale de liquide entre l'entrée des évaporateurs et le réservoir séparateur. La masse volumique du réfrigérant en cours d'évaporation étant plus faible que celle de la colonne de liquide, une circulation s'établit (dans le sens trigonométrique positif dans la figure 77b)
- par convection forcée au moyen d'un circulateur

Les principaux avantages de ces évaporateurs noyés comparés aux évaporateurs à détente directe sont:

- Les surfaces de l'évaporateur sont mieux utilisées car elles sont continuellement mouillées (pas de surchauffe à faible coefficient de transfert de chaleur)
- Il est moins difficile de distribuer également le fluide entre les différents tubes d'évaporateur en parallèle car l'entrée de chaque tube est en phase liquide et non en régime biphas.
- le séparateur avec son alimentation contrôlée par un flotteur permet de réduire les risques de coups de liquide tout en permettant d'alimenter le compresseur avec de la vapeur saturée. La température d'aspiration étant plus basse, les températures de refoulement le sont également.

Les principaux désavantages sont:

- coût d'investissement plus élevés
- charge de réfrigérant plus importante

- l'huile tend à s'accumuler dans le séparateur ou dans l'évaporateur et doit être recyclée régulièrement par un dispositif complémentaire.

Les vannes de détente de réglage de niveau dans les réservoirs séparateurs comportent un flotteur qui est placé:

- soit dans le réservoir lui-même et agit directement sur l'écoulement entrant,
- soit dans une chambre parallèle avec un détecteur de niveau magnétique ou capacitif qui commande une vanne solénoïde sur la conduite d'entrée.

La deuxième configuration est plus favorable car elle permet d'amortir les fluctuations de niveaux fréquentes notamment en présence d'écoulement d'entrée biphasique ou de changement de pression dans le séparateur avec une évaporation partielle du liquide. Il convient à nouveau d'éviter d'introduire des coudes-siphon entre le séparateur et la chambre parallèle de détection de niveau car ils pourraient être des accumulateurs d'huile. Il faut également tenir compte du fait que le niveau moyen dans le séparateur peut être supérieur au niveau de la chambre de détection si l'arrivée biphasique se fait dans la partie liquide.

c) évaporateurs à aspersion (fig 77c)

Afin de répondre à la préoccupation actuelle de réduction de la charge (donc des risques), une approche consiste à asperger un faisceau de tubes par des buses répartissant un film de liquide par aspersion directe ou ruissellement. Il s'agit alors d'une exécution particulière avec circulateur et réservoir d'accumulation de liquide placé au-dessous de l'évaporateur lui-même. C'est le type d'évaporateur installé sur les pompes à chaleur à ammoniac de la centrale de chauffe de l'EPFL. Comme pour les évaporateurs noyés à faisceau de tubes, l'évaporation a lieu à l'extérieur des tubes et le fluide chauffant circule à l'intérieur. L'avantage principal est la possibilité de nettoyer en continu les tubes du côté du fluide chauffant à l'aide de balles de mousse qui évitent les dépôts d'origine végétale (algues d'eau de mer ou de lac, etc). Un dispositif de séparation en aval avec réinjection en amont assure le recyclage des balles de mousse.

L'évaporation d'un film de liquide conduit à de très bons coefficients de transfert. Il existe une autre classe d'évaporateurs à film, dits à film tombant (ou à flot tombant), le faisceau étant placé verticalement et le liquide, préalablement réparti par un distributeur spécial, s'évapore en ruisselant en un film de plus en plus mince à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes (voir procédure de calcul en annexe). Ce type d'évaporateur est utilisé avec ruissellement à l'extérieur dans les cas de risques de gel ou de besoins de nettoyages fréquents (exemple : grande pompe à chaleur de chauffage urbain utilisant l'eau de lac, de mer, ou d'égout comme source). Ils sont aussi utilisés comme préévaporateurs pour la concentration de produits industriels avec souvent évaporation à l'intérieur des tubes et condensation de vapeurs à l'extérieur. Dans ces cas-là, la fin de concentration s'opère ensuite dans des évaporateurs à rotor à racleurs qui tolèrent bien des produits très visqueux.

Dégivrage des évaporateurs

Lorsque les surfaces des évaporateurs sont appelées à travailler au-dessous de 0°C et au-dessous du point de rosée de l'air, du givre se forme sur l'évaporateur ce qui a, à partir d'une certaine épaisseur, pour double effet négatif de réduire le coefficient de transfert de chaleur et de diminuer les sections de passage de l'air. Ce dernier effet est le plus négatif étant donné les

caractéristiques de ventilateurs impliquant une chute de débit à tout accroissement de perte de charge. Or, le coefficient de transfert décroît également avec la vitesse (le débit) ce qui produit une double diminution de puissance de réfrigération ou de chauffage possible.

En cas de risque de givre, il convient de choisir un évaporateur à ailettes suffisamment espacées pour éviter de bloquer le passage de l'air trop rapidement et donc d'avoir à trop rapprocher les séquences de dégivrage. Un espacement de l'ordre de 15 mm conduit généralement à des conditions acceptables.

Parmi les **méthodes de dégivrage**, on distingue:

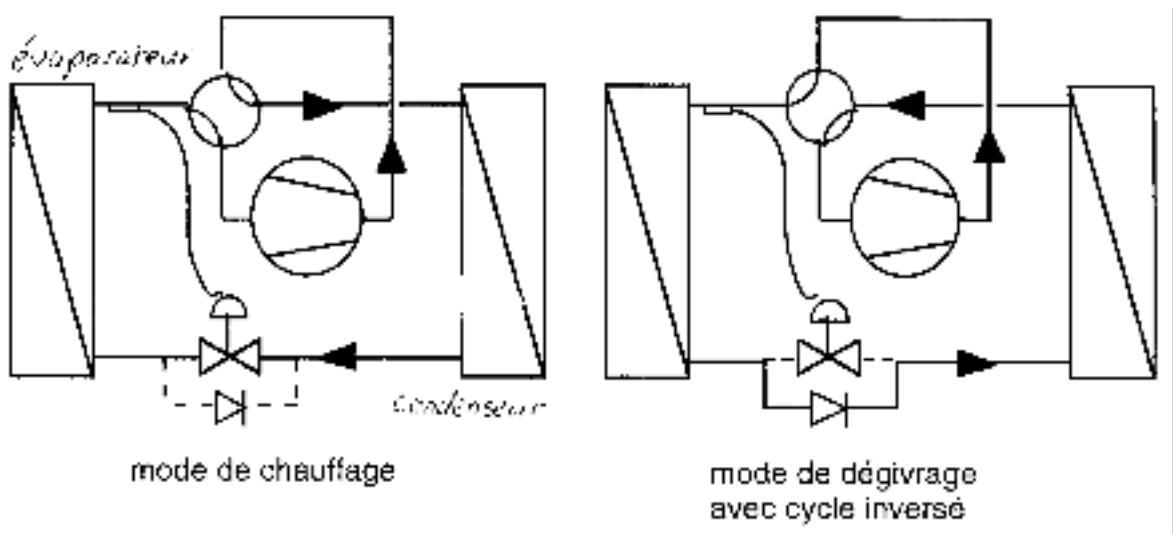
a) à l'air: si la température de l'air atmosphérique ou de la chambre est supérieure à 2°C on peut arrêter le circuit de réfrigérant en maintenant le ventilateur pour permettre ce type de dégivrage lent.

b) à l'eau tiède: consiste à gicler de l'eau à une température supérieure à 18°C environ qui dégivre en ruisselant sur l'évaporateur. On compte en général un débit de l'ordre de 2 à 3 litres/(sec et m² de surface frontale de l'évaporateur). Pour les thermopompes, l'eau de dégivrage peut être de l'eau chauffée par la thermopompe elle-même, c'est-à-dire chauffée à l'aide d'une consommation d'énergie électrique bien moindre que celle requise par chauffage électrique direct.

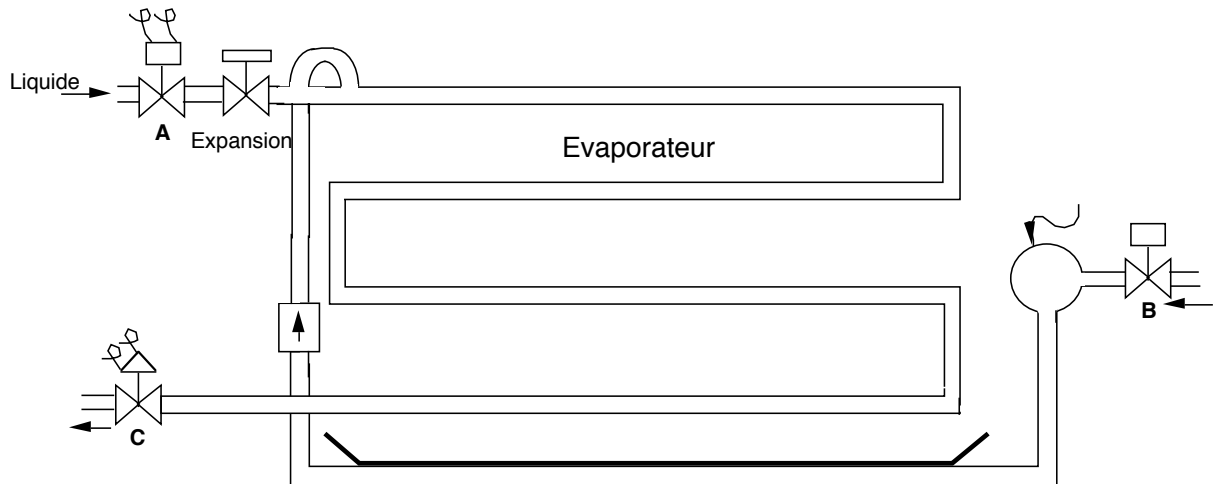
c) par chauffage électrique: Une résistance électrique est placée en permanence avec un bon contact sur l'évaporateur. Il s'agit d'une solution à investissement faible, mais haut coût de fonctionnement.

d) à inversion de cycle (fig.81): consiste à utiliser la vapeur de réfrigérant chaude au refoulement du compresseur pour réchauffer par l'intérieur (fonctionnement temporaire de l'évaporateur en mode condenseur). La séquence comprend:

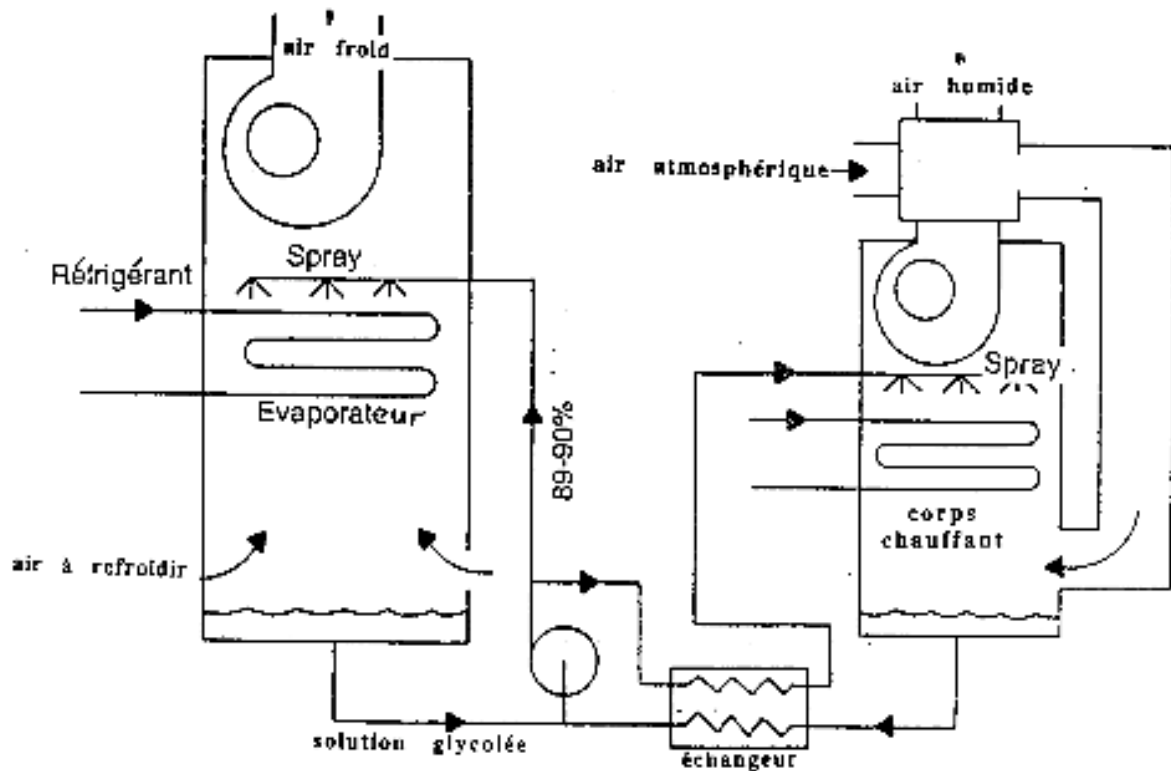
- interruption d'arrivée de réfrigérant liquide de la vanne de détente.
- apport de vapeur provenant du refoulement du compresseur et maintien d'une pression suffisante (température de condensation suffisante) au moyen d'une vanne de réglage de pression à la sortie de l'évaporateur.



Figures 81 Dégivrage par inversion de cycle



Figures 82 Dégivrage par inversion de cycle d'un évaporateur à détente directe



Figures 83 Dégivrage en continu par ruissellement d'antigel et régénération.

e) à ruissellement d'anti-gel. Il s'agit d'une méthode qui peut être appliquée en continu et qui consiste à faire ruisseler une solution d'eau glycolée sur l'évaporateur. A titre de rappel, une concentration de 50% de glycol dans l'eau a une température de solidification de -36°C. Un tel système est représenté à la figure 83. La solution d'eau glycolée permet non seulement d'éviter la formation de givre mais contribue à absorber une partie de l'humidité de l'air froid ce qui assure une plus grande déshumidification. Ce système nécessite un circuit complémentaire de régénération de la solution d'antigel. Environ 10% du débit de la pompe est dévié vers le circuit de régénération où la solution ruisselle sur un corps de chauffe dans un flux d'air chaud.

Les avantages principaux sont:

- absence d'interruption pour le dégivrage
- pas de dépense d'énergie par suite d'inversion de cycle ou de dégivrage à l'eau ou à l'électricité.
- haut facteur de déshumidification lorsque la déshumidification est un objectif prioritaire
- effet anti-bactérie ou anti-microorganisme en général.

Les désavantages sont naturellement le coût d'investissement plus élevé, les pertes thermodynamiques liées au retour de la solution chaude provenant du régénérateur et la consommation électrique d'une pompe et d'un ventilateur complémentaire.

La méthode à inversion de cycle est de loin la plus répandue, suivie peut-être du ruissellement d'eau tiède. La figure 82 montre un circuit de dégivrage à inversion de cycle d'un évaporateur à détente directe. La séquence de dégivrage voit tout d'abord la vanne A se fermer pour stopper l'arrivée de réfrigérant liquide. Puis la vanne B au refoulement du compresseur s'ouvre et de la vapeur surchauffée réchauffe tout d'abord le bac de drainage puis entre dans l'évaporateur en aval de la vanne de détente. La vanne C qui est normalement complètement ouverte en phase de réfrigération normale se ferme pour maintenir une pression (température de condensation) suffisante pour dégivrer et ne s'ouvre partiellement que si la pression désirée est dépassée. Le liquide qui passe alors doit être évaporé dans un réservoir auxiliaire (qui n'est pas inclu sur la figure 81) pour ne pas être envoyé directement au compresseur. A la fin du dégivrage, la vanne B se ferme et la vanne C s'ouvre progressivement et la vanne A s'ouvre pour permettre à la vanne d'expansion de travailler normalement.

La figure 84 montre un arrangement typique d'un évaporateur à recirculation et alimentation par le bas. En cours de séquence de refroidissement normale, le réglage de débit est assuré par la vanne A alors que la vanne B est ouverte et la vanne C est fermée. La séquence de dégivrage est la suivante:

- fermeture de A avec le ventilateur encore en marche --> tout le liquide s'évapore.
- après 5 minutes environ le ventilateur s'arrête, la vanne B se ferme et la vanne C s'ouvre alimentant l'évaporateur en vapeur chaude. La vanne D maintient la pression dans l'évaporateur pendant la séquence de dégivrage.

La séquence ainsi décrite, avec une première phase d'évaporation complète de l'évaporateur, permet une mise en contact directe de la vapeur chaude avec les parois de l'évaporateur et une augmentation de l'efficacité de la séquence d'injection de vapeur chaude.

Dans les cas de systèmes multi-étagés, le condensat de dégivrage est, dans la mesure du possible, renvoyé à l'économiseur-séparateur à pression intermédiaire.

Le fait de vouloir assurer une pression de condensation suffisante dans l'évaporateur en cours de dégivrage conduit certains opérateurs à maintenir une pression de condensation plus élevée que strictement nécessaire ce qui est regrettable du point de vue énergétique. En pratique, il suffit que la pression de condensation (refoulement) soit supérieur d'un bar à la pression de consigne de la vanne D.

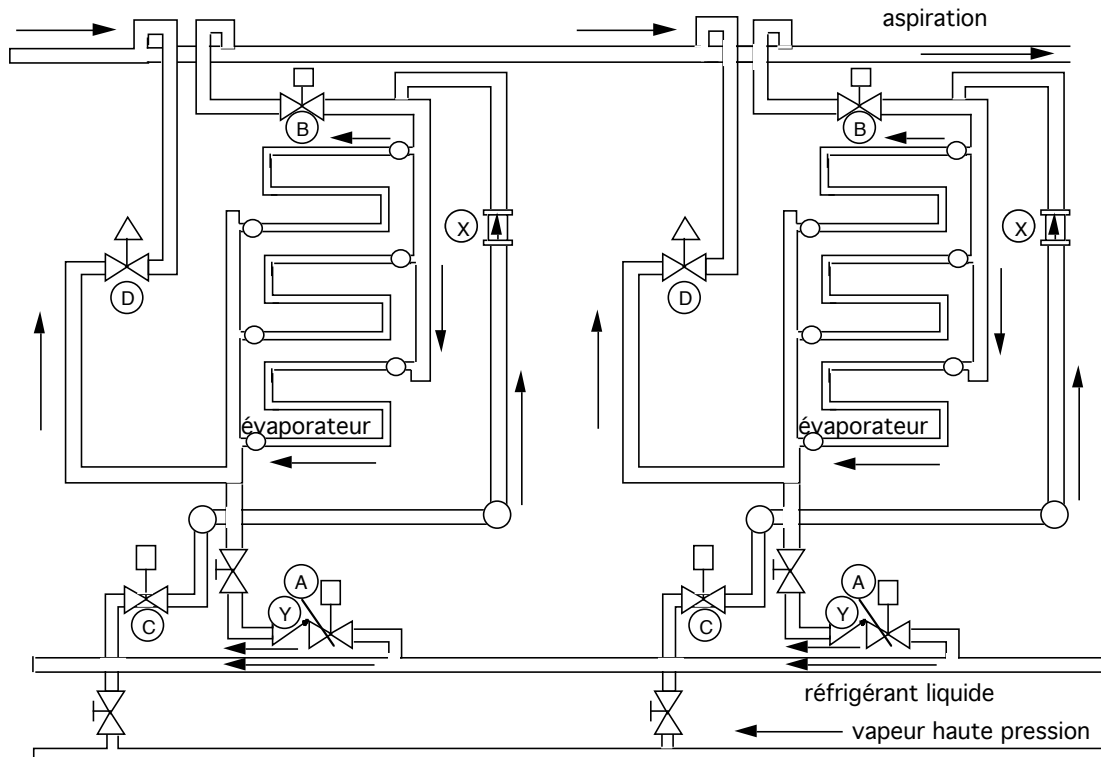


Figure 84 Circuits d'alimentation d'un évaporateur alimenté par le bas

A noter enfin qu'il est bon de monter le tuyau d'évacuation de l'eau de dégivrage en formant un coude inversé (siphon) à la sortie sur l'extérieur pour maintenir une poche d'eau propre à empêcher une infiltration d'air externe ou une fuite d'air réfrigéré.

CONDENSEURS

Les condenseurs sont des échangeurs de chaleur permettant de communiquer l'énergie latente de condensation du réfrigérant à l'environnement (réfrigération) ou à un fluide de travail (thermopompe). Très fréquemment le condenseur agit également comme désurchauffeur de la vapeur de refoulement du compresseur et comme sous-refroidisseur de condensat à l'amont de la vanne de détente. On distingue trois types de condenseurs principaux selon le mode de refroidissement:

- a) à air à convection naturelle ou à convection forcée (tour sèche)
- b) à évaporation forcée (tour humide)
- c) à eau

CONCEPTION DE SYSTEMES A REFRIGERANTS

Objectifs principaux:

1. assurer l'alimentation correcte des évaporateurs
2. dimensionner les conduites en limitant les pertes de charge
3. éviter l'accumulation excessive d'huile en différents endroits du système
4. assurer une alimentation correcte du compresseur en huile
5. éviter l'introduction brusque de liquide (réfrigérant ou huile) à l'entrée du compresseur.
6. maintenir le système propre et sec.

Pertes de charge

Comme pour tout système le dimensionnement des tuyauteries est le résultat d'une analyse économique entre la limitation des coûts d'investissement et les frais supplémentaires en énergie qui en résultent. Il s'agit également de veiller à ce qu'une perte de charge excessive dans la conduite liquide précédant la vanne de détente ne conduise à une vaporisation partielle qui se traduirait nécessairement par un mauvais comportement de la vanne de détente.

L'impact d'une perte de charge donnée, exprimée en unité de pression, sur l'efficacité dépend du type de réfrigérant, c'est pourquoi on tend plutôt à l'exprimer en chute équivalente de température de saturation. Pour les CFC on adopte les recommandations suivantes:

Pertes tuyauterie liquide: 0.5 à 1C

Pertes conduite de refoulement: 1C

Pertes conduite d'aspiration: 1C

Une autre considération importante est que la vitesse dans une canalisation sortant d'un réservoir est limitée par la hauteur de liquide au-dessus du point de sortie ($C^2 = 2gh$ à la vena contracta). Après la vena contracta, la vitesse tombe à environ 60 %. Donc la canalisation n'a pas besoin d'être aussi large sur toute sa longueur mais seulement au départ du réservoir.

L'impact de la perte de charge à l'aspiration est très important car le compresseur voit sa pression d'aspiration baisser pour maintenir une même température d'évaporation. A une température d'évaporation de 5C la perte de charge correspondant à 1C est de 0.115bar pour le CFC12, 0.183 pour le HCFC22 et 0.2 pour le R502. Par comparaison à une température d'évaporation de -40C, la même perte de charge correspondant à 1C pour le CFC12 est de 0.03bar. Il faut donc concevoir les canalisations avec une perte de charge (exprimée en pression) d'autant plus faible que la température est faible. Il faut cependant prendre soin d'assurer malgré tout la circulation d'huile.

Le calcul des pertes de charge en fonction du nombre de Reynolds a déjà été largement traité dans d'autres cours. Pour le praticien, il existe également des tables pour le dimensionnement des canalisations en fonction de la capacité frigorifique (réf 3b). Elles sont basées sur la capacité frigorifique en kW avec une perte de charge d'une canalisation de longueur droite équivalente donnée et correspondant à une différence de température de saturation spécifiée. Par longueur équivalente, on entend une longueur de tube droit qui donnerait la même perte de charge que les tubes réels avec leurs coudes, vannes, etc.. Ces valeurs sont généralement établies pour une température de condensation donnée et le passage aux conditions réelles pour d'autres températures ou longueurs équivalentes est calculé à l'aide de règles simples de proportionnalité.

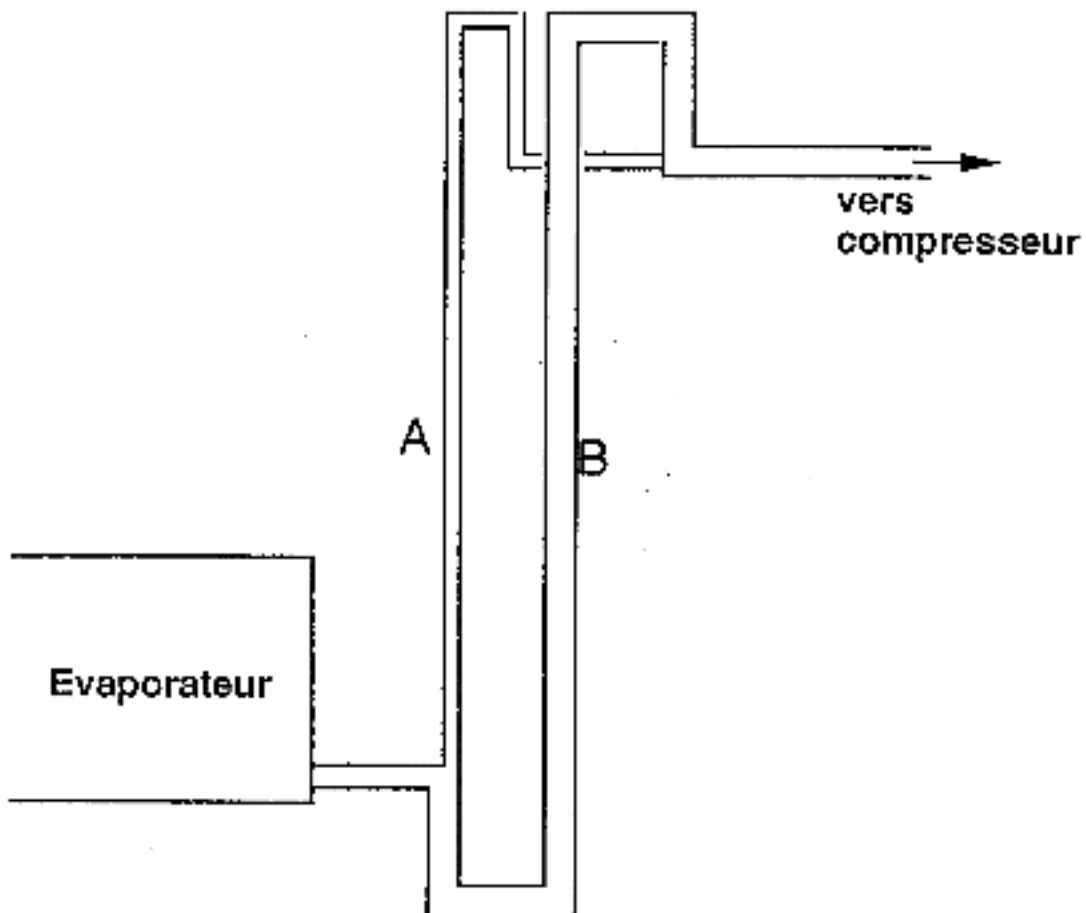


Figure 85 Double colonne verticale (pour assurer le retour d'huile à débit variable)

Le retour au compresseur de l'huile qui a fini par atteindre l'évaporateur peut être assuré soit par gravité, soit par pompe, soit par le réfrigérant lui-même moyennant des vitesses suffisamment élevées (fonction de la densité et du diamètre du tube). Les diamètres de tubes verticaux requis pour une puissance frigorifique donnée peuvent également être déterminés à partir de tables de la réf.3b pour l'aspiration et le refoulement. Pour une installation à capacité réglable ce sont naturellement les conditions de puissance minimum qu'il faut considérer afin d'assurer le bon fonctionnement à ce régime même si les pertes en régime nominal en souffriront. Une solution est l'utilisation d'une conduite dédoublée avec un tube de petit diamètre correspondant au débit minimum et un tube dont la section additionnelle est adaptée

au débit nominal (fig.85). Une trappe en forme de siphon est placée à l'aval du petit tube avant le grand tube. Dans des conditions de débit minimal, la trappe se remplit d'huile jusqu'à boucher l'écoulement de la vapeur dans le tube de grand diamètre. Tout le débit de vapeur passe alors par le petit tube avec une vitesse suffisante pour entraîner l'excédent d'huile. Il faut tenir compte du volume de la trappe pour être sûr d'avoir assez d'huile restant dans le système pour alimenter le compresseur.

A noter le coude vers le bas terminant chaque colonne montante qui permet d'éviter qu'une des colonnes ne se remplisse complètement d'huile ou de réfrigérant liquide notamment lorsque le compresseur est à l'arrêt. Un même arrangement est conseillé pour les systèmes à évaporateurs multiples pour éviter que l'huile ne descende dans un des évaporateurs inactifs.

Les mêmes recommandations s'appliquent pour les conduites de refoulement afin d'éviter notamment que du réfrigérant liquide ou de l'huile ne retourne soudainement au compresseur. Quelquefois, on place un séparateur près de la sortie afin de récupérer l'huile et la réinjecter dans le carter du compresseur. Pour les installations à plusieurs compresseurs, il est souhaitable d'équiper chaque ligne de refoulement d'un clapet anti-retour pour éviter que du réfrigérant condensé provenant d'un des compresseurs actifs ne coule en direction d'un des compresseurs inactifs.

Un pot de tranquillisation pour amortir les oscillations d'écoulement causées par le compresseur est souvent introduit immédiatement à l'aval du compresseur horizontalement ou verticalement vers le bas.

Une bouteille accumulatrice ne doit être introduite que si c'est nécessaire. L'avantage d'une bouteille est de pouvoir stocker la charge de réfrigérant en cas d'intervention sur le circuit et permet également d'amortir les fluctuations de fonctionnement. Cette bouteille peut être placée soit en série, soit en parallèle. Dans les deux cas, il convient de prévoir une différence de niveau suffisante pour permettre un écoulement adéquat entre le condenseur et la bouteille. La section de la tuyauterie de liaison doit être suffisamment importante pour que la vitesse ne dépasse pas 0.75m/sec ce qui permet au bulles de vapeur éventuelles de remonter l'écoulement jusqu'au condenseur.

Dans les cas de condenseurs en parallèle la différence de niveau est également impérative ne serait-ce que pour avoir une colonne de liquide suffisante pour équilibrer les pertes de charge entre condenseurs et il convient de prévoir un barrage à condensat pour éviter des passages de vapeur entre condenseurs. Les mêmes précautions sont valables pour les condenseurs en parallèle avec bouteille en parallèle.

Verres indicateurs:

A placer dans la conduite liquide juste en aval et aussi proche que possible de la bouteille d'accumulation ou de la sortie du condenseur si le circuit ne comprend pas de bouteille. Comporte en général un indicateur d'humidité à couleurs.

FRIGO- ET THERMOPOMPES A ABSORPTION

Comme nous l'avions vu, ce sont les français Carré qui ont été à l'origine des premières pompes à chaleur à absorption. Leurs pompes à chaleur fonctionnaient avec le mélange ammoniac-eau comme fluide de travail.

L'absorption peut être définie comme la propriété de certaines substances de retenir de façon durable des molécules d'autres substances. Il s'agit là d'un effet affectant l'ensemble de l'absorbant. Il existe également un autre phénomène d'ordre physico-chimique, appelé adsorption, qui consiste en la fixation des molécules d'un gaz ou d'un liquide sur une surface solide ou liquide. Il est souvent difficile de distinguer clairement les deux phénomènes et on tend quelquefois à parler simplement de sorption.

On parle également de machines ou de cycle à résorption lorsqu'il y a une seconde sorption au cours d'un même cycle.

L'absorption et l'adsorption sont normalement exothermiques alors que le phénomène inverse, la désorption est endothermique.

Comme nous l'avions vu à la figure 8, les cycles de pompes à chaleur à absorption, adsorption ou résorption comportent au moins trois sources thermiques d'où le nom de cycle tritherme, ainsi que deux niveaux de pression.

La figure 86 illustre le schéma de fonctionnement d'un cycle simple de machine frigorifique à absorption. L'enceinte comprenant le condenseur et le bouilleur (générateur) est à un niveau de pression supérieur à celui de l'enceinte comprenant l'évaporateur et l'absorbeur. Comme dans les pompes à chaleur à compression, le produit à réfrigérer ou la source froide, de l'eau dans cet exemple, se libère de sa chaleur en évaporant un réfrigérant (l'ammoniac dans le cas du couple ammoniac-eau). La vapeur de réfrigérant migre alors à travers la paroi de séparation vers l'absorbeur où elle est absorbée par un solvant induisant ainsi une élévation de température en raison de la chaleur de sorption. Cette chaleur de sorption est transmise à l'eau de refroidissement (frigopompe) ou de chauffage (thermopompe). La solution résultant de la phase d'absorption est ensuite pompée jusqu'au bouilleur où la vapeur de réfrigérant est reséparée grâce à l'apport de chaleur de la source la plus chaude (vapeur industrielle, gaz de combustion, etc.). La vapeur ainsi libérée migre ensuite vers la partie condenseur où le complément de chaleur est communiqué à l'eau de refroidissement (frigopompe) ou de chauffage (thermopompe). La vapeur de réfrigérant est alors détendue par l'intermédiaire d'une vanne d'expansion en direction de l'évaporateur tandis que le solvant (solution pauvre en réfrigérant) est refroidi dans un échangeur interne avant d'être projeté sur les faisceaux de l'absorbeur.

A noter que l'évaporateur peut être à détente directe ou à recirculation comme représenté à la figure 86.

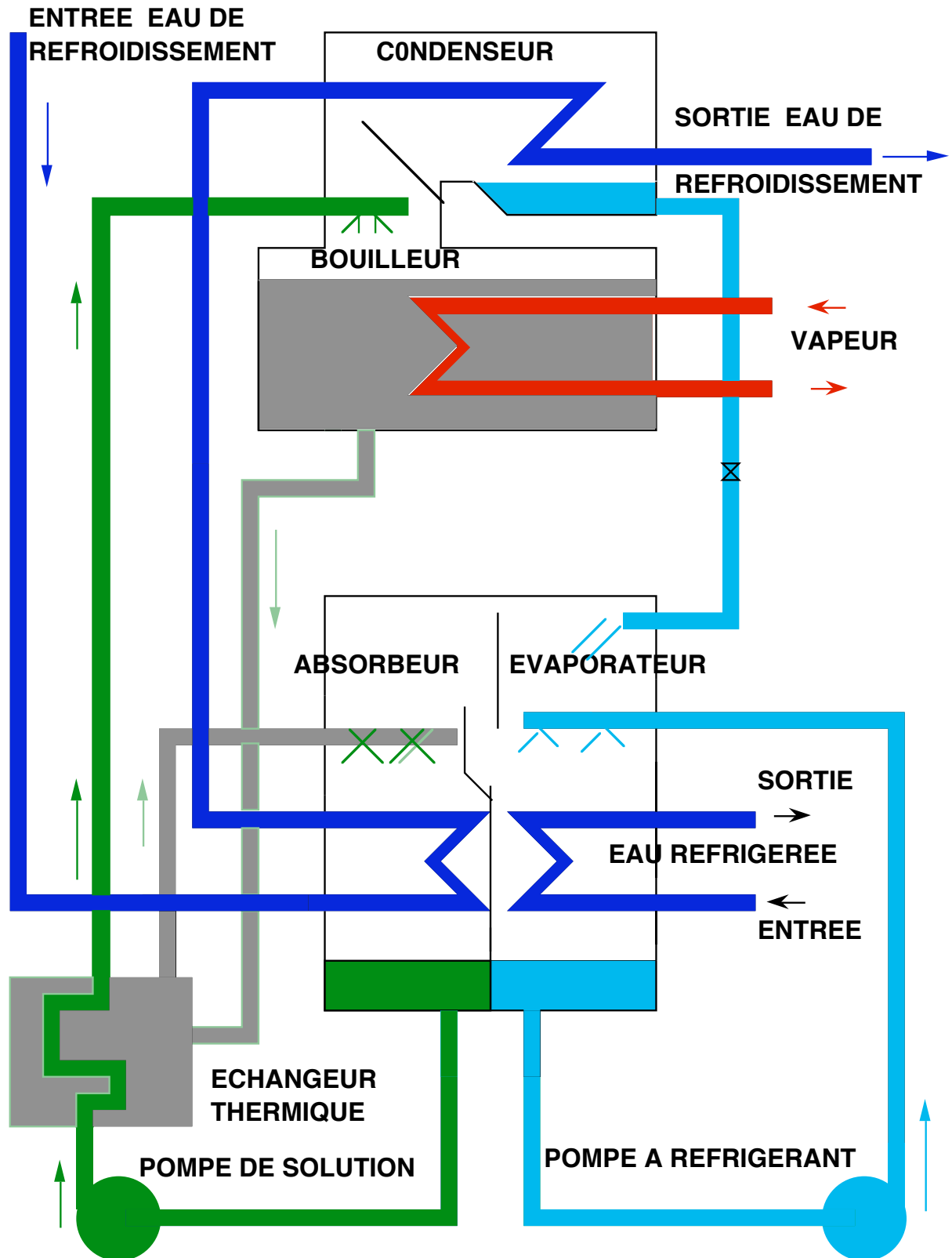


Figure 86 Frigopompe à absorption

L'efficacité et le rendement exergetique d'une telle pompe à chaleur correspondent approximativement à:

mode chauffage:

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}^- + \dot{Q}_{\text{abs}}^-}{\sum \dot{E}_p^+ + \dot{Q}_{\text{gén}}^+}$$

$$\eta_c = \frac{\dot{E}_{q_{\text{cond}}}^- + \dot{E}_{q_{\text{abs}}}^-}{\sum \dot{E}_p^+ + \dot{E}_{q_{\text{gén}}}^+}$$

mode réfrigération

$$\varepsilon_f = \frac{\dot{Q}_{\text{évap}}^+}{\sum \dot{E}_p^+ + \dot{Q}_{\text{gén}}^+}$$

$$\eta_f = \frac{\dot{E}_{q_{\text{évap}}}^-}{\sum \dot{E}_p^+ + \dot{E}_{q_{\text{gén}}}^+}$$

Si on veut toutefois évaluer l'efficacité maximale qui correspondrait à l'efficacité d'un cycle réversible, en négligeant l'énergie et l'exergie des pompes pour simplifier, nous obtenons:

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}^- + \dot{Q}_{\text{abs}}^-}{\dot{Q}_{\text{gén}}^+}$$

$$\varepsilon_f = \frac{\dot{Q}_{\text{évap}}^+}{\dot{Q}_{\text{gén}}^+}$$

$$\eta_c \approx \frac{\Theta_{\text{cond+abs}} \dot{Q}_{\text{cond+abs}}^-}{\Theta_{\text{gén}} \dot{Q}_{\text{gén}}^+}$$

$$\eta_f \approx \frac{\Theta_{\text{évap}} \dot{Q}_{\text{évap}}^+}{\Theta_{\text{gén}} \dot{Q}_{\text{gén}}^+}$$

D'où l'on peut tirer l'efficacité maximale en fonction des températures en admettant un cycle réversible avec $T_{\text{cond}} = T_{\text{abs}}$:

$$\varepsilon_{c,\text{rév}} \approx \frac{T_{\text{cond}} (T_{\text{gén}} - T_a)}{T_{\text{gén}} (T_{\text{cond}} - T_a)}$$

$$\varepsilon_{f,\text{rév}} \approx \frac{T_{\text{évap}} (T_{\text{gén}} - T_a)}{T_{\text{gén}} (T_a - T_{\text{évap}})}$$

Transformateur de chaleur (fig 87)

Le même principe de cycle tritherme à absorption peut, avec quelques modifications, être utilisé pour récupérer de l'énergie industrielle à bas niveau d'exergie peu économiquement exploitable par des pompes à chaleur à compression ou de toute façon excédentaire.

Dans ce cas, le couple évaporateur-absorbeur est à haute pression et le couple bouilleur (désorbeur)- condenseur est à basse pression. Le bouilleur n'est plus à haute température mais à température intermédiaire correspondant au niveau de température de la chaleur résiduelle. L'évaporateur est lui-même à un niveau de température équivalent.

Une partie de la chaleur résiduelle est utilisée pour évaporer le réfrigérant dans l'évaporateur. Le niveau de température de la vapeur ainsi formée est ensuite élevé grâce à la chaleur de sorption dans l'absorbeur permettant de produire de la vapeur industrielle utilisable. Le reste de l'énergie chaleur résiduelle est utilisé pour reséparer le réfrigérant de son solvant dans le bouilleur à basse pression. La vapeur régénérée est alors condensée à l'aide d'eau de refroidissement avant d'être pompée au niveau de pression de l'évaporateur-absorbeur.

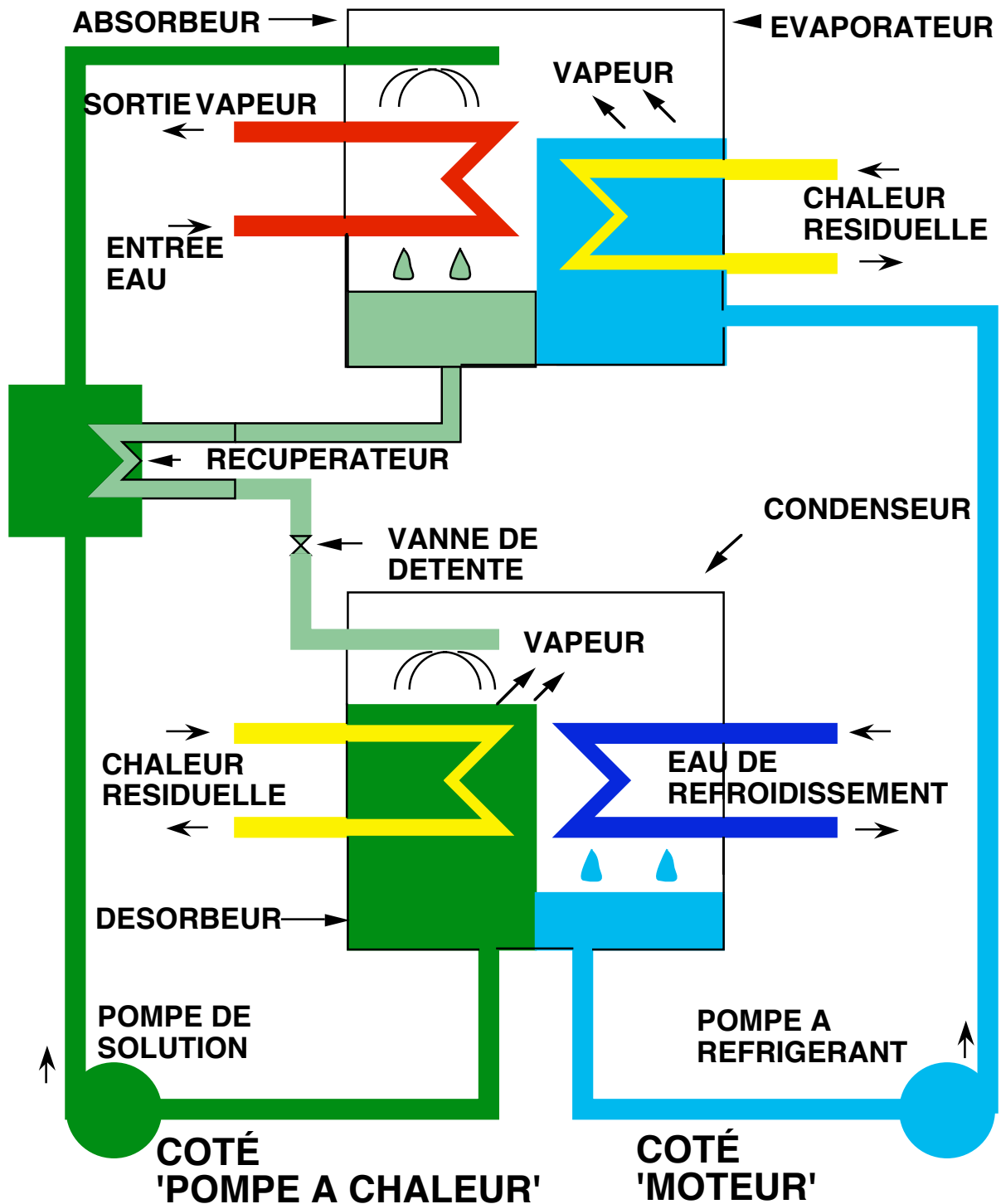


Figure 87: Transformateur de chaleur

La solution de solvant est également pompée par une autre pompe du désorbeur (bouilleur ou générateur) à l'absorbeur avec un récupérateur interne de chaleur entre les deux.

En moyenne quelques 30% de chaleur résiduelle peut être revalorisée de 30 à 40 C en dégradant les 70 autres % de la température intermédiaire à la température de la source froide. Plusieurs installations de l'ordre du MW et plus sont en opération.

Les états thermodynamiques des cycles à absorption, tout comme ceux des cycles de transformateur de chaleur ou ceux des cycles de Lorenz peuvent être représentés dans le diagramme enthalpie - concentration (dit de Merkel-Bosnjakovic). Le schéma de la figure 88 résume les principaux points pour un système simple de frigopompe.

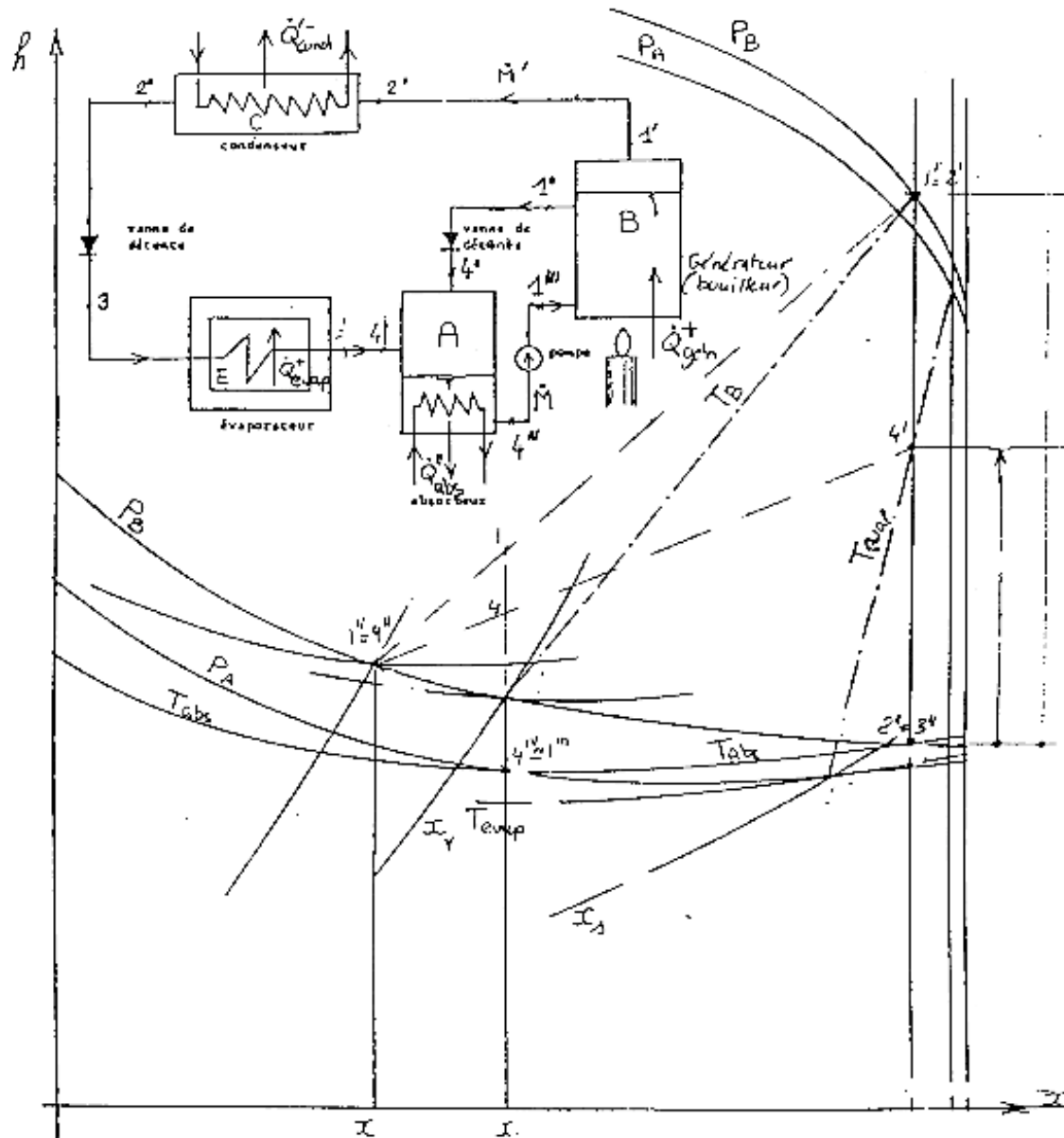


Figure 88 Représentation d'un cycle de frigopompe à absorption (cycle simple)

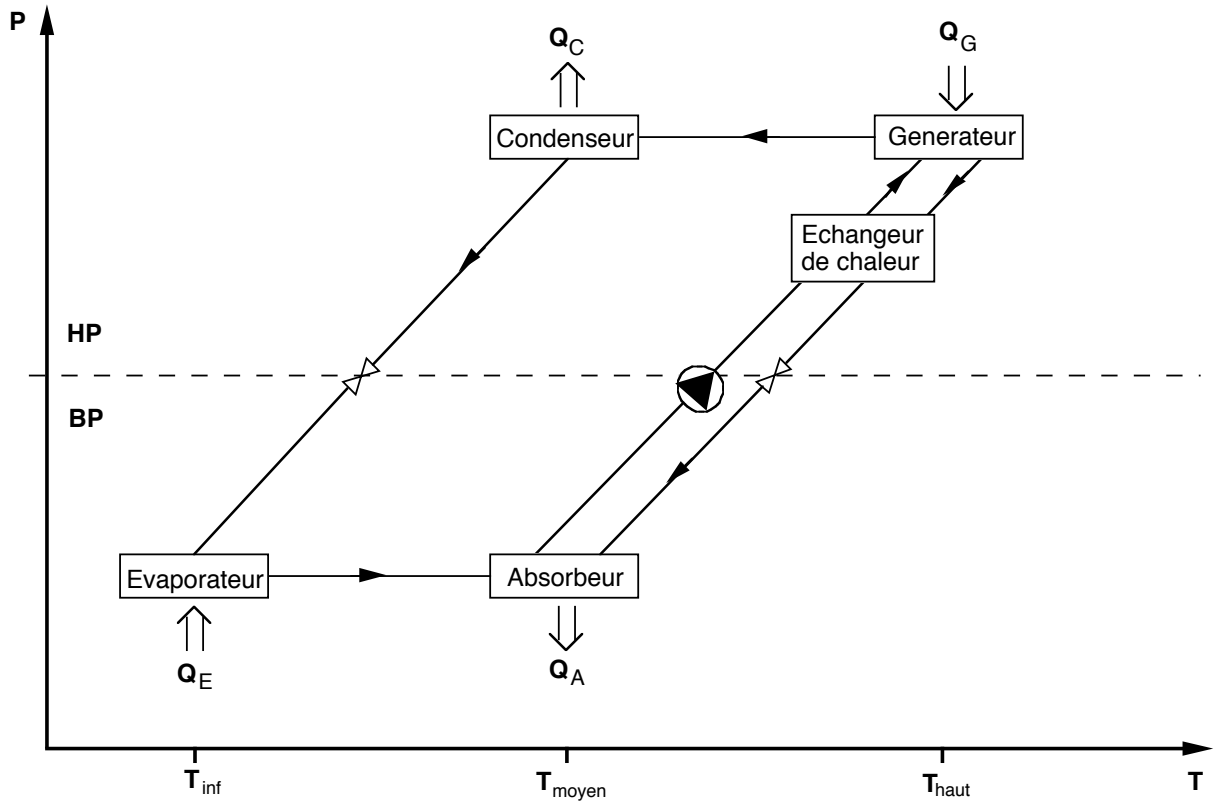


Figure 89 Représentation d'un cycle de réfrigération dans un diagramme P-T

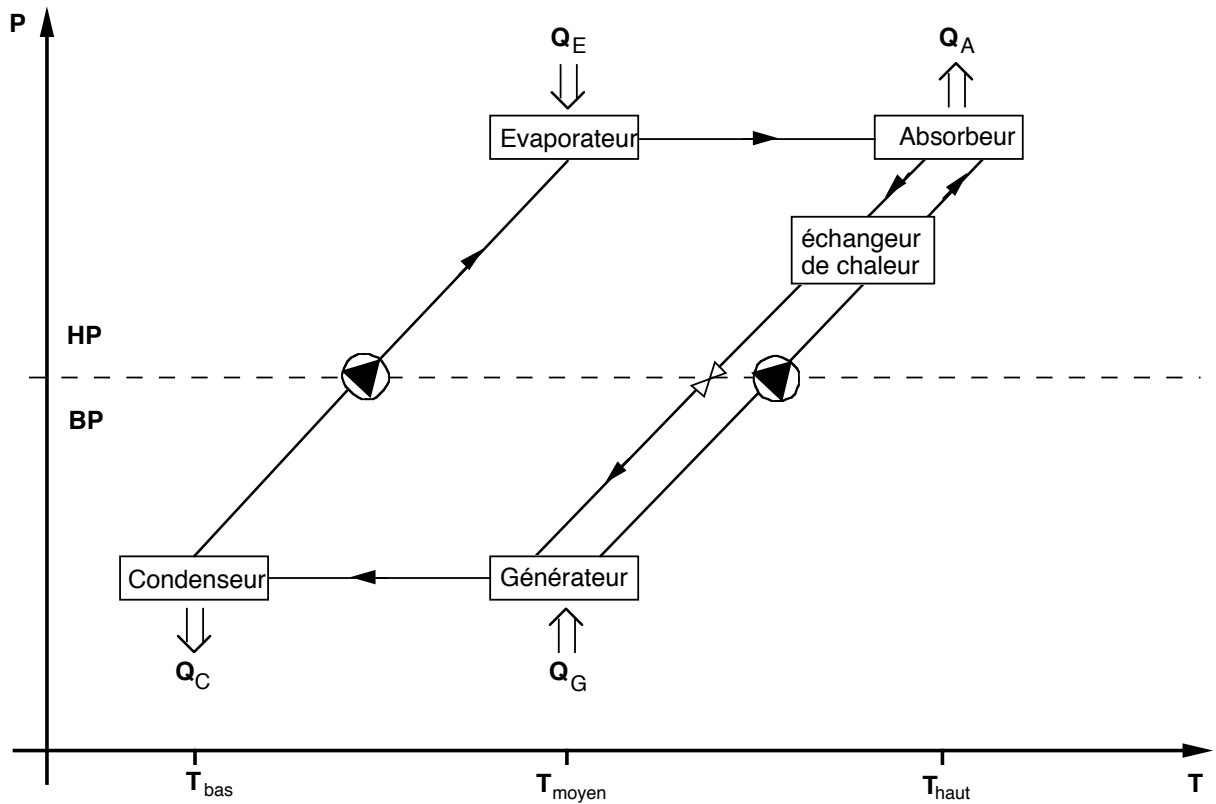


Figure 90 Représentation d'un cycle de transformateur de chaleur dans un diagramme P-T

Pompe à chaleur à diffusion

Dans ce type de pompe à chaleur, on joue sur la pression partielle en introduisant et en extrayant un gaz non condensable (hydrogène ou hélium dans une pompe à chaleur à mélange H₂O-NH₃)

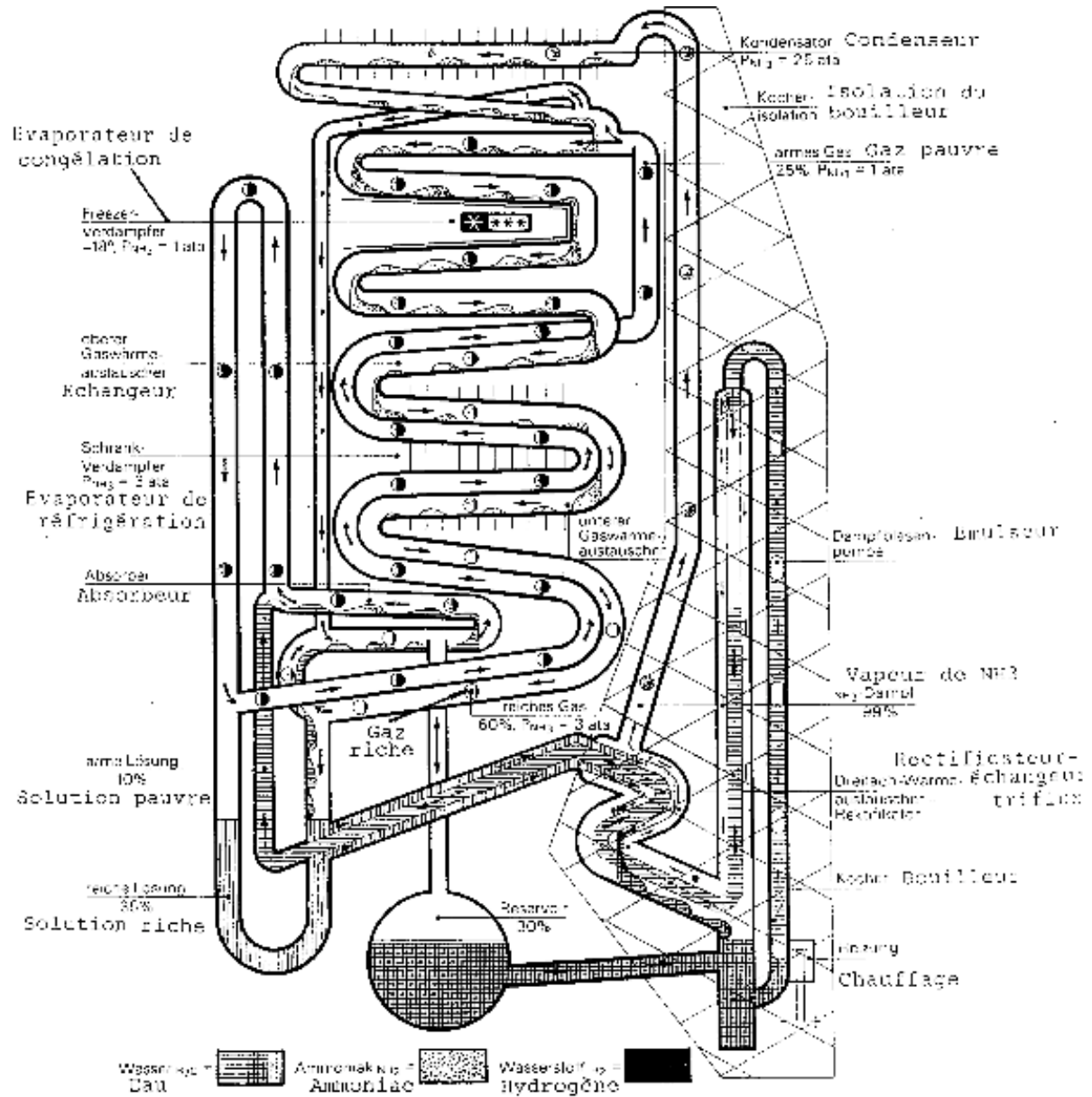


Figure 91 Schéma d'un réfrigérateur à diffusion (doc Sibir)

Pompe à chaleur à absorption et différence de pression géodésique

Ces pompes à chaleur utilisent des couples de fluides comme le bromure de lithium et l'eau (LiBr, H₂O) qui travaillent à très basse pression de sorte qu'il suffit d'une faible hauteur de liquide pour créer la différence de niveau de pression requise pour faire un cycle. Ces types peuvent donc aussi fonctionner sans pompe, donc sans apport d'électricité.

ELEMENTS DE CYCLES CRYOGENIQUES

Voir exercice 14G de la référence 2b

REFERENCES

- [1] LORENTZEN G. – *Thermodynamic Heating, A Powerful Means for Energy Conservation*, Int. Conf. on Conventional and Nuclear District Heating, Lausanne, March 18-21 1991
- [2a] BOREL L. , FAVRAT D – *Thermodynamique et énergétique*, Vol I, PPR 2005
- [2b] BOREL et al. – *Thermodynamique et énergétique* , Vol II, PPR 1987
- [3] STOECKER WF – *Industrial Refrigeration*, Business News Publ. Corp., Troy 1988
- [3a] ASHRAE – *Handbook Fundamentals*, Publ. American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers.
- [3b] ASHRAE – *Handbook Refrigeration Systems and applications*, Publ. American Society of Heating, Refrigerating and, Air conditioning Engineers.
- [4] BEALE W. et al. *Duplex Stirling heat pump development*, 1983 Gas Research Conf. London
- [5] HULL J.R.et UHERKA K.L. – *Magnetic heat pumps for near room temperature*. Energy vol. 14, No.4, 1989
- [6] STEYERT W.A. - *Stirling-cycle rotating magnetic refrigerators and heat engine for use near room temperature*. J. Appl. Phys. 49(3), March 1978
- [7] DOWNING R.C. – *Refrigerant equations*, Rapport Dupont FREON No 2313
- [8] MOSER, SCHNITZER – *Heat pumps in Industry*, Chemical Engineering Monographs 20
- [9] MAAKE-ECKERT – *Le nouveau Pohlmann: Manuel technique du froid*, PYC edition, 1983
- [10] CONAN J.G – *Réfrigération industrielle*, Eyrolles, 1988
- [11] LEE-KESLER – *A generalised thermodynamic correlation based on three-parameter corresponding states*, A.I.Ch.E Jrnl, Vol 21, No3, 1975, pp. 510-527
- [12] BURNSIDE B.M. – Communication privée et programme disponible au Leni.

- [13] BATEMAN et BIVENS – *Alternative fluids for vapor compression*, ASME AES vol. 8 Winter meeting 1988
- [14] BUTHMANN P. – *Indirekte Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Prozessgassschraubenkompressor aus austenitischem Werkstoff*, Schraubenmaschinen '87, VDI Berichte 640,1987
- [15] BROWN R.N. – *Compressors Selection and sizing*, Gulf Publishing Company , 1986
- [16] JONSSON S. – *Performance simulations of twin-screw compressors for refrigeration purpose*, VDI Berichte 640, 1987
- [17] S. ETEMAD et J. NIETER – *Computational parametric study of scroll compressor efficiency, design, and manufacturing issues*, Purdue Compressor Conference, 1988
- [18] BALJE O.E. – *Turbomachines*, Wiley 1981
- [19] CHAN, HASELDEN – *Computer-based refrigerant thermodynamic properties*, Part 1,2 and 3, International Journal of refrigeration, vol.4 No1, 1981
- [20] CALM J.M. – *District heating and cooling with heat pumps outside the United States*. ASHRAE Transactions V94, 1988
- [21] SINGH et al. – *A generalized performance computer program for oil-flooded twin-screw compressors*
- [22] CHAWLA J.M. *A refrigeration system with auxiliary liquid and vapour circuits* Institut International du Froid , Annexe 1970-1 au bulletin international du froid
- [23] Auteurs – *Les pompes à chaleur à absorption recherches, développements, perspectives*. PYC édition 1983
- [24] CHRISTIE T. H. - *Avenir des fluides frigorigènes fluorocarbonés*, dans "Ozon": Comptes rendus de la journée de la Société Suisse des Ingénieurs en Chauffage et Climatisation du 24 nov. 1989.
- [25] FAVRAT D. et al.- *Vaporization of Superheated Water under Sudden Depressurization*. Multi-Phase Flow and Heat Transfer III. Part A: Fundamentals, ed by Veziroglu and Bergles, Elsevier Science Publishers Amsterdam, 1984.
- [26] BOSNJAKOVIC Fr. – *Technische Thermodynamik*, II.Teil, Verlag Theodor Steinkopff, Dresden,1971
- [27] FISCHER et al. – ASHRAE Journal 34/4,1992
- [28] SHAH M.M. – *Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and further study*: ASHRAE Transactions, vol. 88, part 1, 1982
- [29] GUNGOR K.E. ET WINTERTON R.H.S. –*A general Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli*, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol 29, No3,1986
- [30] GUNGOR K.E. ET WINTERTON R.H.S. – *Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data*, Chem.Eng.Res.Des., vol65, March 1987
- [31] MOLINA M.J. AND ROWLAND F.S.. –*Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom-Catalysed Destruction of Ozone*, Nature, vol 249 June 1974, p 810

- [31] KATTAN N. –Contribution to the Heat Transfer Analysis of Substitute Refrigerants in Evaporator Tubes With Smooth and Enhanced Surfaces. Thèse EPFL , Mai 1996

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	1
HISTORIQUE	1
Importance du froid.....	4
FILIERES TECHNOLOGIQUES DE POMPES A CHALEUR	7
Cycles à compression	7
Cycles magnétiques.....	10
Pompes à chaleur chimiques.....	12
CYCLES A COMPRESSION DE VAPEUR.....	16
Diagramme du frigorigène (LnP - H).....	16
Principaux cycles	16
Compression en régime vapeur humide ou vapeur sèche.	17
Turbine biphasique - vanne de détente.....	19
Cycles à compression multi-étagés:	20
Cycles de Lorenz.....	30
Cycles à gaz à récupération	33
a) Cycles de Brayton (fig. 24)	33
b) Cycles Stirling (fig.5).....	34
Calculs de pertes exergétiques et de rendement (rappel)	34
Pertes exergétiques.....	35
REFRIGERANTS (OU FLUIDES FRIGORIGENES)	38
Classification	38
Capacité de production de froid.....	41
Matériaux et stabilité chimique.....	43
Toxicité.....	49
Miscibilité à l'huile minérale	49
Atteinte à la couche d'ozone et effet de serre	50
Equations d'état	55
Mélanges de réfrigérants	56

Mélanges azéotropes	56
COMPRESSEURS ROTATIFS	60
Compresseurs à double-vis.....	60
Performances et réglage	72
Influence de l'huile.....	77
Economiseur	80
Pertes	83
COMPRESSEURS MONO-VIS	84
Comparaison entre double-vis et mono-vis.....	84
Circuits de lubrification et de refroidissement des compresseurs à vis	88
Compresseurs scroll	92
Compresseurs centrifuges.....	96
EVAPORATEURS	99
Dégivrage des évaporateurs.....	104
CONDENSEURS	110
CONCEPTION DE SYSTEMES A REFRIGERANTS	115
Pertes de charge	115
Verres indicateurs:	119
FRIGO- ET THERMOPOMPES A ABSORPTION.....	121
Transformateur de chaleur (fig 93)	122
ELEMENTS DE CYCLES CRYOGENIQUES.....	127
REFERENCES	128
TABLE DES MATIERES.....	130